This is a digital copy of a book that was preserved for generations on library shelves before it was carefully scanned by Google as part of a project to make the world's books discoverable online.

It has survived long enough for the copyright to expire and the book to enter the public domain. A public domain book is one that was never subject to copyright or whose legal copyright term has expired. Whether a book is in the public domain may vary country to country. Public domain books are our gateways to the past, representing a wealth of history, culture and knowledge that's often difficult to discover.

Marks, notations and other marginalia present in the original volume will appear in this file - a reminder of this book's long journey from the publisher to a library and finally to you.

Usage guidelines

Google is proud to partner with libraries to digitize public domain materials and make them widely accessible. Public domain books belong to the public and we are merely their custodians. Nevertheless, this work is expensive, so in order to keep providing this resource, we have taken steps to prevent abuse by commercial parties, including placing technical restrictions on automated querying.

We also ask that you:

+ *Make non-commercial use of the files* We designed Google Book Search for use by individuals, and we request that you use these files for personal, non-commercial purposes.

+ *Refrain from automated querying* Do not send automated queries of any sort to Google's system: If you are conducting research on machine translation, optical character recognition or other areas where access to a large amount of text is helpful, please contact us. We encourage the use of public domain materials for these purposes and may be able to help.

+ *Maintain attribution* The Google "watermark" you see on each file is essential for informing people about this project and helping them find additional materials through Google Book Search. Please do not remove it.

+ *Keep it legal* Whatever your use, remember that you are responsible for ensuring that what you are doing is legal. Do not assume that just because we believe a book is in the public domain for users in the United States, that the work is also in the public domain for users in other countries. Whether a book is still in copyright varies from country to country, and we can't offer guidance on whether any specific use of any specific book is allowed. Please do not assume that a book's appearance in Google Book Search means it can be used in any manner anywhere in the world. Copyright infringement liability can be quite severe.

About Google Book Search

Google's mission is to organize the world's information and to make it universally accessible and useful. Google Book Search helps readers discover the world's books while helping authors and publishers reach new audiences. You can search through the full text of this book on the web at `http://books.google.com/`

Über dieses Buch

Dies ist ein digitales Exemplar eines Buches, das seit Generationen in den Regalen der Bibliotheken aufbewahrt wurde, bevor es von Google im Rahmen eines Projekts, mit dem die Bücher dieser Welt online verfügbar gemacht werden sollen, sorgfältig gescannt wurde.

Das Buch hat das Urheberrecht überdauert und kann nun öffentlich zugänglich gemacht werden. Ein öffentlich zugängliches Buch ist ein Buch, das niemals Urheberrechten unterlag oder bei dem die Schutzfrist des Urheberrechts abgelaufen ist. Ob ein Buch öffentlich zugänglich ist, kann von Land zu Land unterschiedlich sein. Öffentlich zugängliche Bücher sind unser Tor zur Vergangenheit und stellen ein geschichtliches, kulturelles und wissenschaftliches Vermögen dar, das häufig nur schwierig zu entdecken ist.

Gebrauchsspuren, Anmerkungen und andere Randbemerkungen, die im Originalband enthalten sind, finden sich auch in dieser Datei – eine Erinnerung an die lange Reise, die das Buch vom Verleger zu einer Bibliothek und weiter zu Ihnen hinter sich gebracht hat.

Nutzungsrichtlinien

Google ist stolz, mit Bibliotheken in partnerschaftlicher Zusammenarbeit öffentlich zugängliches Material zu digitalisieren und einer breiten Masse zugänglich zu machen. Öffentlich zugängliche Bücher gehören der Öffentlichkeit, und wir sind nur ihre Hüter. Nichtsdestotrotz ist diese Arbeit kostspielig. Um diese Ressource weiterhin zur Verfügung stellen zu können, haben wir Schritte unternommen, um den Missbrauch durch kommerzielle Parteien zu verhindern. Dazu gehören technische Einschränkungen für automatisierte Abfragen.

Wir bitten Sie um Einhaltung folgender Richtlinien:

+ *Nutzung der Dateien zu nichtkommerziellen Zwecken* Wir haben Google Buchsuche für Endanwender konzipiert und möchten, dass Sie diese Dateien nur für persönliche, nichtkommerzielle Zwecke verwenden.

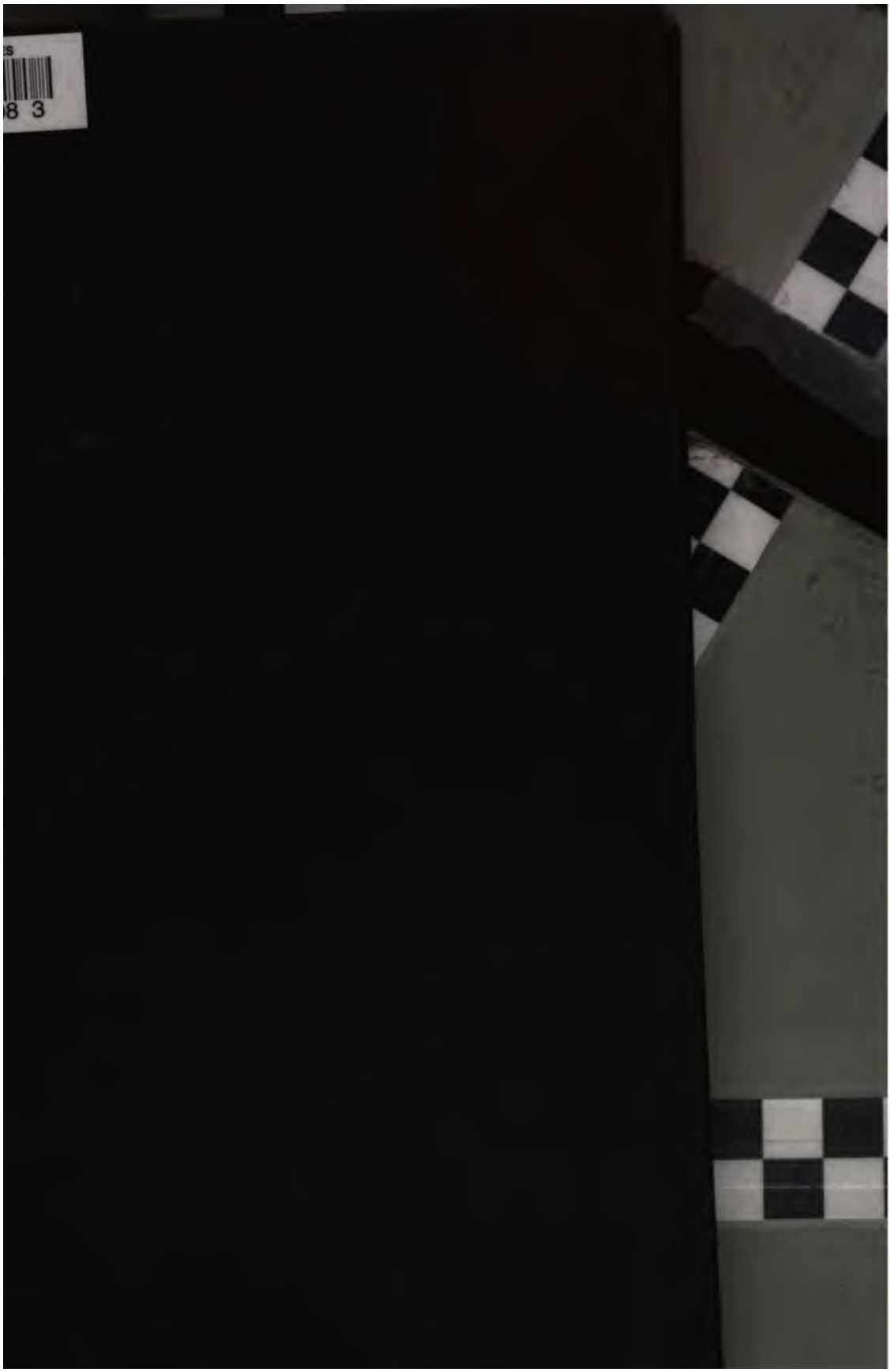
+ *Keine automatisierten Abfragen* Senden Sie keine automatisierten Abfragen irgendwelcher Art an das Google-System. Wenn Sie Recherchen über maschinelle Übersetzung, optische Zeichenerkennung oder andere Bereiche durchführen, in denen der Zugang zu Text in großen Mengen nützlich ist, wenden Sie sich bitte an uns. Wir fördern die Nutzung des öffentlich zugänglichen Materials für diese Zwecke und können Ihnen unter Umständen helfen.

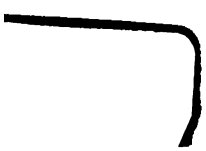
+ *Beibehaltung von Google-Markenelementen* Das "Wasserzeichen" von Google, das Sie in jeder Datei finden, ist wichtig zur Information über dieses Projekt und hilft den Anwendern weiteres Material über Google Buchsuche zu finden. Bitte entfernen Sie das Wasserzeichen nicht.

+ *Bewegen Sie sich innerhalb der Legalität* Unabhängig von Ihrem Verwendungszweck müssen Sie sich Ihrer Verantwortung bewusst sein, sicherzustellen, dass Ihre Nutzung legal ist. Gehen Sie nicht davon aus, dass ein Buch, das nach unserem Dafürhalten für Nutzer in den USA öffentlich zugänglich ist, auch für Nutzer in anderen Ländern öffentlich zugänglich ist. Ob ein Buch noch dem Urheberrecht unterliegt, ist von Land zu Land verschieden. Wir können keine Beratung leisten, ob eine bestimmte Nutzung eines bestimmten Buches gesetzlich zulässig ist. Gehen Sie nicht davon aus, dass das Erscheinen eines Buchs in Google Buchsuche bedeutet, dass es in jeder Form und überall auf der Welt verwendet werden kann. Eine Urheberrechtsverletzung kann schwerwiegende Folgen haben.

Über Google Buchsuche

Das Ziel von Google besteht darin, die weltweiten Informationen zu organisieren und allgemein nutzbar und zugänglich zu machen. Google Buchsuche hilft Lesern dabei, die Bücher dieser Welt zu entdecken, und unterstützt Autoren und Verleger dabei, neue Zielgruppen zu erreichen. Den gesamten Buchtext können Sie im Internet unter `http://books.google.com` durchsuchen.





VFG
KRAUSE

VFG
KRAUSE

Maschinenelemente.

Ein Leitfaden

zur

chnung und Konstruktion der Maschinenelemente

für

technische Mittelschulen, Gewerbe- und Werkmeisterschulen
sowie zum Gebrauche in der Praxis.

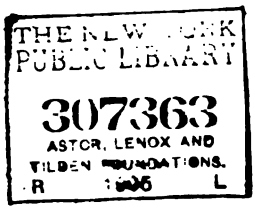
Von

Hugo Krause,
Ingenieur.

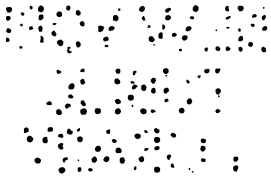
Mit 305 in den Text gedruckten Figuren.

NEW YORK
PUBLIC
LIBRARY

Berlin.
Verlag von Julius Springer.
1905.



Alle Rechte, insbesondere das der
Übersetzung in fremde Sprachen, vorbehalten.



Universitäts-Buchdruckerei von Gustav Schade (Otto Francke) in Berlin N.

Vorwort.

Das vorliegende Buch ist zunächst als Lehrbuch für technische Mittelschulen und als Nachschlagebuch für die Absolventen derselben bestimmt; da es aber nur die elementarsten Kenntnisse der Mathematik, Mechanik und Festigkeitslehre voraussetzt, kann es auch an niederen technischen Lehranstalten dem Unterricht zu Grunde gelegt werden. Es muß dem Lehrer überlassen bleiben, wenn die zur Verfügung stehende Unterrichtszeit die Behandlung des ganzen Stoffes nicht gestattet, einzelne Kapitel zu kürzen oder ganz wegzulassen, auch können gewisse Abschnitte im Dampfmaschinenbau und Hebemaschinenbau behandelt werden. Ebenso läßt sich an Schulen mit höheren Zielen das Buch leicht durch ein Diktat ergänzen.

In erster Linie war es mein Betreben, ein kurz gefaßtes, wohlfeiles Buch zu schaffen, welches die allgemeinen Gesichtspunkte, von denen man beim Entwerfen und der Herstellung der Maschinenelemente auszugehen hat, sowie die Hauptformeln zur Berechnung derselben zusammenfaßt. Die Figuren sind nur als Textfiguren ausgeführt, es wird deshalb wünschenswert sein, im Konstruktionssaal ein größeres Vorlagenwerk zur Einsichtnahme für die Schüler aufzulegen. Jedem Schüler die Anschaffung einer solchen Vorlagensammlung ohne begleitenden Text vorzuschreiben, halte ich, von dem meist hohen Preis

dieser Bücher ganz abgesehen, für bedenklich, denn der Schüler wird hierdurch nur zu leicht zum gedankenlosen Abzeichnen verleitet.

Was die Bezeichnungen betrifft, so bin ich bemüht gewesen, möglichst im Einklang mit dem jetzt an vielen technischen Mittelschulen gebräuchlichen Freytagschen Hilfsbuch für den Maschinenbau zu bleiben, auch in der Anordnung des Stoffes habe ich mich in der Hauptsache an dieses Buch bezw. Bachs Maschinenelemente gehalten.

Neujahr 1905.

Der Verfasser.

Inhaltsverzeichnis.

I.

Verbindende Maschinenelemente.

Seite

A. Unlösbare Verbindungen.

1. Nietverbindungen 1
Allgemeine Gesichtspunkte 1. Festigkeit der Nietverbindungen 3.
Dimensionierung derselben:
a) feste und dichte Vernietungen 5
Festigkeitsverhältnis der Nietnähte 8
b) dichte Nietverbindungen, die nur kleine Kräfte zu übertragen haben 8
c) feste Nietverbindungen (Eisenkonstruktionen) 9
Bildung körperlicher Ecken durch Vernietung 9
Berechnung der Nietnähte eines Dampfkessels 10

2. Verbindungen durch Schrumpfen oder Schwinden 14
Schrumpfringe 14. Schrumpfanker 14. Warmaufziehen 15. Kaltaufziehen 15.

B. Lösbare Verbindungen.

1. Schraubenverbindungen 15
Allgemeines 15. Gewindearten 16.
1. Befestigungsschrauben 16
2. Bewegungs- und Preßschrauben 17
Berechnung der Wechselräder für das Gewindeschneiden . . . 18
Wirkungsweise der Schrauben 20
Berechnung der Schrauben 21
Verschiedene Schraubenarten 24
Schraubensicherungen 27

2. Keilverbindungen 28
a) Querkeile oder Hochkeile 29
b) Flachkeile oder Längskeile 31
c) Höhenkeile 33
Keilsicherungen 33

II.

Maschinenelemente der drehenden Bewegung.

A. Zapfen.

Seite

Allgemeine Gesichtspunkte 34.

1. **Tragzapfen** 35
Voller und hohler Stirnzapfen 35. Halszapfen 39. Kugelförmiger Tragzapfen 39.

2. **Spurzapfen** 40
Ebener Spurzapfen 40. Ringförmiger Spurzapfen 41. Kammzapfen 41. Kugelförmiger Spurzapfen 42.

Das Schmiermaterial 42

B. Achsen und Wellen.

1. **Achsen** 43
Voller und hohler kreisförmiger Querschnitt 43. Kreuzförmiger Querschnitt 43.

2. **Wellen** 45
Reine Wellen 45. Lagerentfernung 47. Ausdehnung der Wellen 47. Gemischte Wellen 47.

Hölzerne Wellen 51

Die Stellringe 51

C. Kupplungen.

Allgemeine Gesichtspunkte 52.

1. **Feste Kupplungen** 52
Muffenkupplung 52. Scheibenkupplung 53. Schalenkupplung 55. Sellerskupplung 55.

2. **Bewegliche Kupplungen** 55
Längsbewegliche oder Ausdehnungskupplungen 55. Oldhamsche Kupplung 56. Raffardsche Kupplung 56. Bandkupplung 57. Bürstenkupplung 57. Kreuzgelenkkupplungen 57.

3. **Ausrückkupplungen** 58
Klauenkupplung 58. Klinkenkupplung 59. Kegelreibungskupplung 59. Dohmen-Leblancsche Kupplung 61. Hillsche Kupplung 61. Reibungskupplung von Lohmann und Stolterfoth 62. Motorenkupplung 62.

D. Lager.

Allgemeine Gesichtspunkte 63. Lagermetalle 67. Abmessungen der Lagerschalen 68. Stehlager 71. Sellerssches Lager 73. Ringschmierlager 74. Pfarrsches Lager 74. Hängelager, Wandlager, Lagerböcke 74. Kurbellager 74.

Spurlager 74
Kammlager 74
Rollenlager 75
Kugellager 75
Schneidenlager 77

III.

Maschinenelemente zur Fortpflanzung der drehenden Bewegung von einer Welle auf die andere.

A. Der Riementrieb.

Seite

Allgemeine Gesichtspunkte 78. Berechnung der Riementriebe 79.

Allgemeine Konstruktionsgrundsätze 82

Gummiriemen 83. Baumwollriemen 83. Hanftreibriemen 84. Haartreibriemen 84. Gliederriemen 84. Gelochte oder perforierte Riemen 84. Kordelschnüre 84. Keilriemen 84. Spannrollen 84. Offener, geschränkter und halbgeschränkter Riementrieb 85. Konische Riemenscheiben 86. Stufenscheiben 86.

Die Riemenscheiben 87

Abmessungen der Riemenscheiben 87. Geteilte Scheiben 88. Schmiedeeiserne Riemenscheiben 88. Holzriemenscheiben 89. Hartpapierriemenscheiben 89. Los- und Leerscheibe 89. Riemenausrücker 89.

B. Der Seiltrieb.

Allgemeine Gesichtspunkte 90.

1. Der Hanfseiltrieb 90

Anwendung desselben 90. Material der Hanfseile 90. Verspleißen der Seile 91. Schmierung der Seile 91.

2. Der Baumwollseiltrieb 91

Anwendung desselben 91.

Berechnung der Hanfseiltriebe und Baumwollseiltriebe . . . 91

Seiltrieb mit Dehnungsspannung 91. Seiltrieb mit Belastungsspannung 93.

3. Der Drahtseiltrieb 97

Material und Herstellung der Drahtseile 97. Anordnung der Drahtseiltriebe 97.

Berechnung der Drahtseiltriebe 97

Schiefer Seiltrieb 99.

Konstruktion der Hanf- und Drahtseilscheiben 100

Hanfseilscheiben 100. Drahtseilscheiben 102.

C. Reibungsräder.

Allgemeine Gesichtspunkte 103. Berechnung der Reibungsräder 103. Keilräder 104. Kegelförmige Reibungsräder 106. Hyperboloiden- oder Hyperbelräder 107.

D. Zahnräder.

Allgemeine Gesichtspunkte 107.

1. Berechnung der Zahnräder 107

Übersetzungsverhältnis 107. Teilung und Modul 108. Holzzähne 109. Material und Umfangsgeschwindigkeit 110. Arme der Zahnräder 111.

Kegelräder 116

Schraubenräder 117

Seite

2. **Schnecke und Schneckenrad** 117

3. **Die Konstruktion der Zahnprofile** 120

Allgemeine Verzahnung 121.

a) Zykloidenverzahnung 126

Zykloide, Epizykloide, Hypozykloide 126. Zahnstangenverzahnung 126. Außenverzahnung 126. Innenverzahnung 126. Geradflankenverzahnung 127. Triebstockverzahnung 128. Doppelte Punktverzahnung 128. Satzräderverzahnung 128.

b) Evolventenverzahnung 128

Evolvente 128. Außenverzahnung 130. Innenverzahnung 130. Zahnstangenverzahnung 130.

IV.

Maschinenelemente der geradlinigen Bewegung.

A. Seile und Ketten, deren Rollen und Trommeln.

1. **Hanfseile** 131

Material und Herstellung 131. Bruchbelastung 131. Berechnung der Hanfseile 132. Wirkungsgrad der Seilrollen 132. Konstruktion der Rollen und Trommeln 133.

2. **Drahtseile** 135

Material und Herstellung 135. Berechnung der Drahtseile 135. Rollen und Trommeln 136.

3. **Ketten** 137

Material 137.

1. Die gewöhnliche Gliederkette 137
2. Die Hakenkette 139
3. Die Gallsche Gelenkkette 139
4. Die Gelenkkette von Zobel-Neubert & Co., Schmalkalden . . . 139
5. Die Stotzsche Kette 139

Kettenrollen 140. Haken 141.

B. Kolben und Kolbenstangen.

Allgemeine Gesichtspunkte 141.

1. **Taucherkolben** 142

Kolbenliderungen 142. Hohle Kolben 143.

2. **Scheibenkolben** 143

Kolbenkörper und Kolbendeckel 143. Deckelschrauben 143.

1. Hanfliderung 144
2. Lederliderung 144
3. Holzliderung 145
4. Metalliderung 145

3. **Kolbenstangen** 147

4. **Die Stopfbüchsen** 148

V.

Maschinenelemente zur Umänderung der geradlinigen Bewegung in eine drehende.

Seite

Der Kurbelmechanismus 151. Kraft- und Geschwindigkeitsverhältnisse 152.

Die Teile des Kurbelmechanismus.

1. **Schubstangen** 154
   1. Schubstangenköpfe 154
   2. Schubstangenschaft 155
2. **Kurbeln** 157
   Stirnkurbel 157. Gekröpfte Welle 159. Kurbel mit Gegengewicht 160. Kurbelscheibe 160. Handkurbel 160.
   Kurbel mit Gegenkurbel und Exzenter 160
   Exzenter 160. Gegenkurbel 162. Exzenterstangen 162.
3. **Geradführungen** 162
   Kreuzkopf oder Querhaupt 162
   Gleitschuhe 163. Gleitbahn 163.
   Geradführungen durch Gelenkstangen 164
   Wattsches Parallelogramm 164. Ellipsenlenker 164.

VI.

Maschinenelemente zur Aufnahme und zur Fortleitung von Flüssigkeiten, Dämpfen und Gasen.

A. Zylinder.

Allgemeine Gesichtspunkte 166.

1. **Zylinder für Pumpen und Pressen** 166
2. **Dampfzylinder** 168
   Schieberkasten und Schieberkastendeckel 170

B. Rohre und Rohrverbindungen.

1. **Gußeisenrohre** 172
   Flanschenrohre 173
   Muffenrohre 175
2. **Schmiedeeisen- und Stahlrohre** 176
   Genietete Rohre 176
   Geschweißte Rohre 176
   Gasrohre 178. Gelötete Rohre 179. Nahtlose Rohre 179.
3. **Rohre von Kupfer und Messing** 179
4. **Rohre von Blei oder Zinn** 181
5. **Andere biegsame Rohre** 181
6. **Ausgleichs- oder Dehnungsrohre** 181
7. **Rohre, welche durch äußeren Überdruck beansprucht werden (Dampfkesselflammrohre)** 182

C. Absperrvorrichtungen.

Seite

Allgemeine Gesichtspunkte 184.

1. **Ventile** 184
   a) Absperrventile 184
      Entlastete Ventile 185.
   b) Die selbsttätigen Ventile 187
      Tellerventil 188. Kegelventil 188. Kugelventil 188. Mehrsitzige Ventile 190.
      Berechnung der Ventile 190
      Klappenventile 193
   c) Gesteuerte Ventile 194
2. **Schieber** 195
   a) Normalschieber 195
   b) Achsialschieber 196
      Drehschieber 196. Hähne 197.

Anhang.

Berechnung der Federn.

Biegungsfedern 199
Drehungsfedern 202

Tabellen.

Tab. 1. Whitworthsches Gewinde 204
„ 2. S. I.-Gewinde (System International) 205
„ 3. Gasgewinde 206
„ 4. Keil-Tafel 207
„ 5. Abmessungen schmiedeeiserner Zapfen 208
„ 6. Triebwerk-Drahtseile 209
6a. Drahtseile mit Eisendraht statt Hanf in den Litzen 209
„ 7. Triebwerks-, Hanf- und Baumwollseile 210
„ 8. Drahtseile aus prima verzinktem Patent-Tiegelgußstahldraht für Aufzüge, Krane, Flaschenzüge, Kabelwinden etc. 210
„ 9. Seile aus prima badischem Schleißhanf für Winden, Flaschenzüge etc. 211
„ 10. Geprüfte kurzgliedrige Schiffs- und Kranenketten 211
„ 11. Kalibrierte Gliederketten und verzahnte Kettenräder . . . 212 u. 213
„ 12. Gallsche Gelenkketten 214
„ 13. Gelenkketten von Zobel-Neubert & Co., Schmalkalden 214
„ 14. Normal-Tabelle für gußeiserne Flanschenrohre 215
„ 15. Normal-Tabelle für gußeiserne Muffenrohre 216

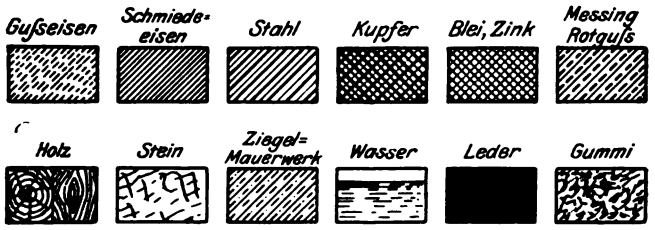
Tafel der zweiten und dritten Potenzzahlen, der zweiten und dritten Wurzeln, der Briggsschen Logarithmen, des Tausendfachen der reziproken Werte, der Kreisumfänge und Kreisflächen 217

Alphabetisches Sachregister 238

Quellenwerke.

C. v. Bach, Die Maschinenelemente.
Freytag, Hilfsbuch für den Maschinenbau.
„Hütte", des Ingenieurs Taschenbuch.
Grove, Maschinenelemente.
Pohlhausen, Maschinenelemente.
Lolling, Maschinenelemente.
Reuleaux, Der Konstrukteur.
Uhland, Kalender für Maschineningenieure.
Güldner, Kalender für Betriebsleitung und praktischen Maschinenbau.
Lueger, Lexikon der ges. Technik.

Materialtafel für die Textfiguren.



THE NEW YORK
PUBLIC LIBRARY
ASTOR, LENOX AND
TILDEN FOUNDATIONS

Unter Maschinenelementen versteht man solche Maschinenteile, welche in derselben oder in ähnlicher Form bei einer größeren Anzahl verschiedenartiger Maschinen vorkommen.

I.

Verbindende Maschinenelemente.

Bei der Wahl der Verbindung von Maschinenteilen ist festzustellen, ob die Verbindung eine Trennung der verbundenen Teile, ohne Zerstörung derselben oder der verbindenden Teile, gestatten soll, oder ob dies nicht nötig ist. Hiernach unterscheidet man lösbare und unlösbare Verbindungen.

A. Unlösbare Verbindungen.

Unlösbare Verbindungen werden hergestellt durch Leimen, Kitten, Löten, Schrumpfen oder Schwinden (Zusammenziehen nach vorhergegangener Erwärmung) und Nieten.

1. Nietverbindungen.

Das Niet besteht aus dem Nietschaft und zwei Nietköpfen. Der eine Kopf wird schon bei der Fabrikation der Niete hergestellt und heißt Setzkopf, der andere erst bei der Vernietung erzeugte heißt Schließkopf (Fig. 1).

Der Schließkopf kann entweder durch Handarbeit gebildet werden: Handnietung, oder durch Nietmaschinen (Pressen): Maschinennietung.

Zieht man die Niete im glühenden Zustande ein, wobei sich der Schließkopf leichter bilden läßt und die Platten durch die Zusammenziehung beim Erkalten fest aufeinandergepreßt werden, so spricht man von

warmer Vernietung, werden die Niete kalt eingezogen von kalter Vernietung.

Je nachdem die Niete in einer, zwei oder mehreren Reihen angeordnet sind, unterscheidet man einreihige, zweireihige und mehrreihige Nietverbindungen.

Sind bei zwei oder mehrreihigen Verbindungen die Reihen gegeneinander versetzt, so spricht man von versetzten oder Zickzacknietungen (Fig. 8 u. 10), sind die Niete hintereinander angeordnet, von Parallel- oder Kettennietungen (Fig. 9).

Sind die Ränder der zu vernietenden Bleche direkt übereinandergelegt (überlappt), so nennt man die Nietnaht Überlappungsnietnaht (Fig. 7, 8, 9, 10), sind dagegen die Bleche stumpf gegeneinandergestoßen und durch eine oder zwei Blechplatten verbunden: einseitige (Fig. 11), bezw. zweiseitige (Fig. 12 u. 13) Laschennietnaht.

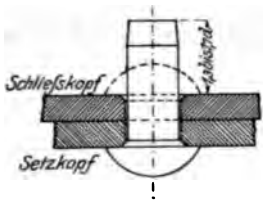


Fig. 1.

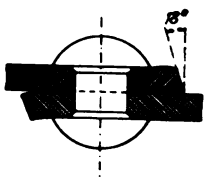


Fig. 2.

Wenn die Zerstörung einer Nietnaht dadurch herbeigeführt wird, daß die eine Blechplatte über die andere, bezw. über die Lasche hinweggeschoben wird, so muß der Nietschaft zerschnitten (abgeschert) werden. Je nachdem dies in ein, zwei oder mehreren Querschnitten jedes Nietes geschieht, nennt man die Verbindung einschnittig (Fig. 7, 8, 9, 10, 11), zweischnittig (Fig. 12 u. 13) oder mehrschnittig.

Man fertigt die Niete in der Regel aus demselben Material wie die zu vernietenden Bleche, also aus Schmiedeeisen (am besten feinkörniges), Stahl, Kupfer oder Messing. Eisenniete unter 10 mm Durchmesser, sowie Kupfer- und Messingniete werden kalt eingezogen. Der ungünstigen Beanspruchung wegen ist immer vorzügliches Material zu verwenden.

Vernietungen, welche dicht halten sollen, müssen verstemmt werden, d. h. die Kante des einen Bleches wird mit Hilfe des Stemmeisens fest auf das andere gepreßt. Um dies zu erleichtern, werden die Blechkanten unter einem Winkel von 18° behauen oder behobelt (Fig. 2). Auch die Nietköpfe werden häufig verstemmt. Bei Laschennietnähten nimmt man oft eine wellenförmig begrenzte Lasche (Fig. 13) um dieselbe wirkungsvoller verstemmen zu können.

Nach den Anforderungen, welche an eine Nietverbindung gestellt werden, unterscheidet man:

1. Vernietungen, welche ausschließlich Kräfte zu übertragen haben: feste Vernietungen;

2. solche, welche nur kleine Kräfte auszuhalten haben, aber einen dichten Abschluß herstellen müssen: dichte Vernietungen;

3. solche, welche sowohl bedeutenden Kräften widerstehen, als auch abdichten müssen: feste und dichte Vernietungen.

Zu den ersteren gehören die an Eisenkonstruktionen (Dach- und Brückenträgern), zu den zweiten die an Wasser- und Gasbehältern, zu den dritten die an Dampfkesseln vorkommenden Vernietungen.

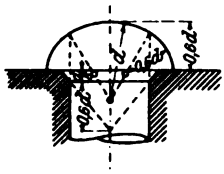


Fig. 3.

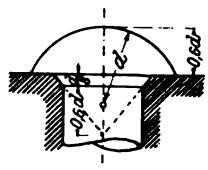


Fig. 4.

Für die festen Vernietungen wählt man für den Kopf gewöhnlich die Form Fig. 3, für die dichten und die festen und dichten den breiteren Kopf Fig. 4, in beiden Fällen vorausgesetzt, daß man den Schließkopf mit dem Schellhammer (einem der Form des Nietkopfes entsprechend ausgehöhlten Eisenklotz) bildet. Bildet man den Nietkopf mit dem Handhammer, so gibt man ihm die Kegelform Fig. 5, darf er nicht über das Blech herausstehen die versenkte Form Fig. 6.

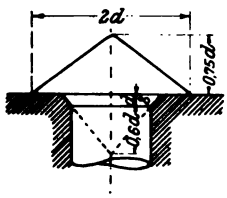


Fig. 5.

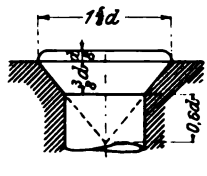


Fig. 6.

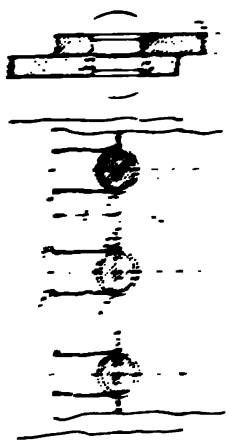
Die Zerstörung einer Nietverbindung kann stattfinden: 1. durch Abscheren der Niete in der Schnittfläche *a—b* (Fig. 7), 2. durch Zerreißen des Bleches an seiner schwächsten Stelle, zwischen den Nieten *c—d*, oder 3. dadurch, daß mit den Nieten das vor denselben liegende Blech *degf* herausgeschert wird.

Eine richtig dimensionierte Nietnaht muß natürlich gegen alle drei Arten der Zerstörung gleiche Sicherheit bieten, es muß also für die

[illegible] die zulässige Schubspannung [illegible] Schubspannung des Bleches, k_2 die [illegible] Nietdurchmesser, δ die Blech- [illegible] Nietteilung und e die Ent- [illegible]

$$[illegible]$$

[illegible] man als widerstehende Fläche [illegible] am Nietloch liegenden [illegible]



[illegible] die Rechnung für [illegible] Nietnähte.

[illegible] der Niete [illegible] Art der Berechnung von Niet- [illegible]

[illegible] in glühendem Zu- [illegible] der Durchmesser [illegible] der Lochdurchmesser. [illegible] der Nietschaft das [illegible] er sich in- [illegible] des Schließkopfes gehin- [illegible] noch weiter in der [illegible] Ehe aber eine Be- [illegible] Nietschaftes auf Schub statt- [illegible] die Fläche, die hier wie [illegible] wirken, den Nietschaft [illegible] gegeneinander ver- [illegible] zerstört werden [illegible] derartige Verschiebung [illegible] die Aufeinanderpressung [illegible] Gleitungswiderstand ge- [illegible]

[illegible] widerstandes umfang- [illegible]

[illegible] vorteilhafter ist, [illegible] den Nietkopf so lange [illegible] dem Bestreben der [illegible] zu vergrößern, nicht [illegible]

[illegible] größer ausfällt, je größer [illegible] dann die Zusammen-

ziehung des Nietschaftes beim Erkalten und damit die Pressung zwischen den Platten entsprechend größer wird;

3. daß der Gleitungswiderstand, bezogen auf den qcm Nietquerschnitt, bei mehrreihigen Vernietungen nicht dieselbe Größe erreicht, wie bei einreihigen, weil sich infolge der Elastizität des Bleches die Kraft nicht gleichmäßig über alle Niete verteilt;

4. daß der Gleitungswiderstand bei zweiseitiger Laschennietung kleiner als bei einseitiger Laschennietung und bei Überlappungsnietung ist, weil die Kräfte nicht wie bei den letztgenannten Nietverbindungen klemmend wirken und auch die gegeneinanderstoßenden Bleche meist nicht gleichstark sind, sodaß die Laschen nur auf einer Seite fest auf das Blech gedrückt werden, während das andere Blech zwischen den Laschen nur lockerer sitzt;

5. daß der Gleitungswiderstand bei Maschinennietung gewöhnlich kleiner als bei Handnietung ist, weil der Stempel den Schließkopf zu früh verläßt (siehe auch 1), bleibt der Stempel dagegen genügend lange auf dem Schließkopf, so ist der Gleitungswiderstand bei Maschinennietung größer als bei Handnietung;

6. daß das Verstemmen den Gleitungswiderstand bedeutend erhöht und deshalb nicht nur bei dichten, sondern auch bei nur festen Verbindungen zu empfehlen ist.

Die Nietnähte sind nach C. v. Bach wie folgt zu dimensionieren:

*a) **Feste und dichte Vernietungen.*** Ist δ die Blechstärke in cm, so macht man erfahrungsgemäß den Nietdurchmesser für:

einschnittige Vernietungen		$d = \sqrt{5\,\delta} - 0{,}4$ cm
zweischn. einreihige	-	$d = \sqrt{5\,\delta} - 0{,}5$ cm
- zweireihige	-	$d = \sqrt{5\,\delta} - 0{,}6$ cm
- dreireihige	-	$d = \sqrt{5\,\delta} - 0{,}7$ cm.

Der Durchmesser des Nietloches muß, damit man die Niete im glühenden Zustande einbringen kann, 0,5 bis 1 mm größer als der Nietdurchmesser sein.

1. Einschnittige, einreihige Vernietung. (Fig. 7.) Die Belastung der Nieten kann man nehmen 600 bis 700 kg pro qcm Nietquerschnitt, die Entfernung von Mitte zu Mitte Niete, die Nietteilung

$$t = 2\,d + 0{,}8,$$

die Entfernung des Lochmittels vom Blechrand

$$e = 1{,}5\,d.$$

2. Einschnittige, zweireihige Vernietung. Belastung 550 bis 650 kg pro qcm Nietquerschnitt.

a) Zickzacknietung, (Fig. 8),

$$t = 2{,}6\,d + 1{,}5; \quad e = 1{,}5\,d; \quad e_1 = 0{,}6\,t,$$

b Parallelnietung. Fig. 9.

$$t = 2{,}6\,d + 1: \quad e = 1{,}5\,d: \quad e_2 = 0{,}8\,t.$$

3. Einschnittige, dreireihige Vernietung. (Fig. 10.) Belastung 500 bis 600 kg pro qcm Nietquerschnitt.

$$t = 3\,d + 2{,}2: \quad e = 1{,}5\,d: \quad e_2 = 0{,}5\,t.$$

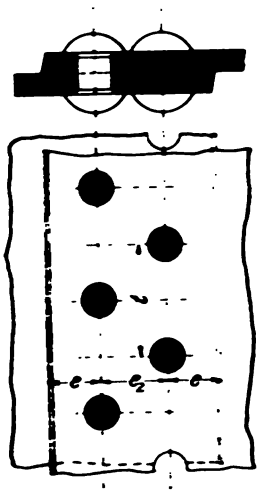


Fig. 8.

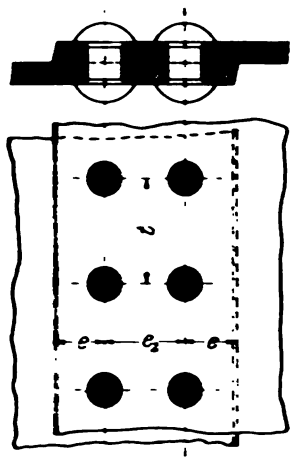


Fig. 9.

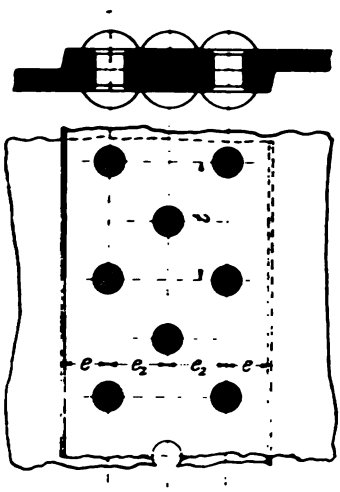


Fig. 10.

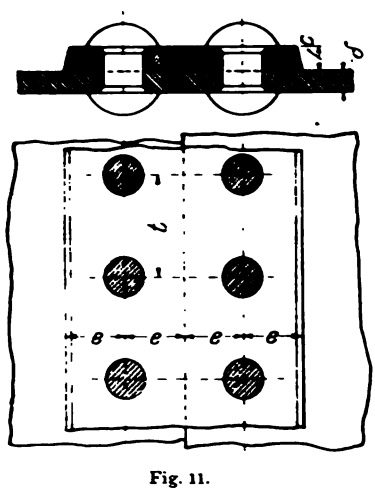


Fig. 11.

4. Einseitige Laschennietnähte. (Fig. 11.) Die Lasche hat die gleiche Beanspruchung auszuhalten wie das Blech, da dieselbe

aber durch Stöße, Abrosten und dergl. leichter angegriffen wird als das volle Blech, so macht man die Laschenstärke

$$c = \frac{9}{8}\delta.$$

Die einseitige Laschennietnaht kann ein-, zwei- und mehrreihig ausgeführt werden und wird dann wie die entsprechenden Überlappungsnietnähte dimensioniert.

5. Zweischnittige, einreihige Vernietung. (Doppelte Laschennietnaht, Fig. 12.) Da der Widerstand gegen Gleiten hier in zwei Berührungsflächen wirkt, kann man die Verbindung mit 1000 bis 1200 kg pro qcm Nietquerschnitt belasten, wobei natürlich für jede Niete nur ein Querschnitt (nicht wie bei der Schubfestigkeitsrechnung zwei) einzusetzen ist.

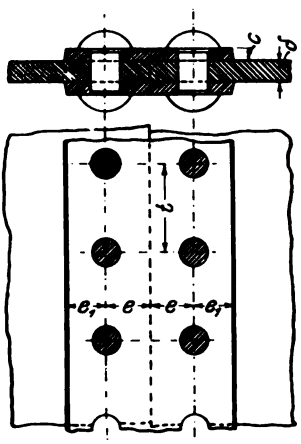


Fig. 12.

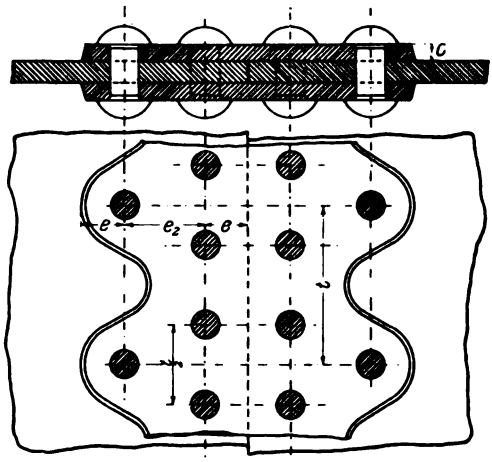


Fig. 13.

Die Laschenstärke müßte hier gleich der halben Blechstärke sein, wird aber aus schon oben genanntem Grunde etwas stärker genommen und zwar

$$c = \frac{5}{8}\delta \text{ bis } \frac{2}{3}\delta; \qquad t = 2{,}6\,d + 1; \qquad e = 1{,}5\,d; \qquad e_1 = 0{,}9\,e.$$

6. Zweischnittige, zweireihige Vernietung. Belastung 950 bis 1150 kg pro qcm Nietquerschnitt.

$$t = 3{,}5\,d + 1{,}5; \qquad e = 1{,}5\,d; \qquad e_1 = 0{,}9\,e; \qquad c = \frac{5}{8}\delta \text{ bis } \frac{2}{3}\delta:$$

Reihenabstand $e_2 = 0{,}5\,t$.

Ist die Nietteilung der äußeren Nietreihe doppelt so groß als die der inneren Fig. 13, so macht man die erstere

$$t = 5\,d + 1{,}5\text{ cm},$$

ferner

$$c = 0{,}8\,\delta: \qquad e = e_1 = 1{,}5\,d: \qquad e_2 = 0{,}4\,t.$$

7. Zweischnittige, dreireihige Vernietung. Belastung 900 bis 1100 kg pro qcm Nietquerschnitt.

$$t = 6\,d + 2 \text{ (äußere Nietreihe)}$$

$$t_1 = \frac{t}{2} \text{ innere Nietreihe}$$

$$c = 0{,}8\,\delta: \qquad e = 1{,}5\,d: \qquad e_2 = \frac{3}{8}\,t: \qquad e_1 = e.$$

Bei der Berechnung der Blechstärke eines durch Vernietung herzustellenden Gefäßes darf nicht die volle Blechstärke in Rechnung gezogen werden, dieselbe muß vielmehr mit dem Festigkeitsverhältnis φ der Nietnaht multipliziert werden. Das Festigkeitsverhältnis ist

$$\varphi = \frac{\text{Festigkeit der Nietnaht}}{\text{Festigkeit des vollen Bleches}}$$

und kann der folgenden Tabelle entnommen werden.

	Nietdurchmesser		10	20	30	40	50 mm
einschnittig Überlappungsnietnähte und einseitige Laschennietnähte	einreihig		0.64	0.58	0,56	0,55	0,54
	zweireihig	parallel	0.72	0.68	0,66	0,65	0,64
		zickzack	0.76	0.70	0,68	0,66	0,65
	dreireihig		0.80	0.76	0,73	0,72	0,71
zweischnittig zweiseitige Laschennietnähte	einreihig		0.72	0.68	0,66	0,65	0,64
	zweireihig	gleiche Nietteilung	0.80	0.77	0,75	0,74	0,74
		außen doppelt so große Teilung	0.69	0.65	0,64	0,63	0,62
	dreireihig	Teilung außen doppelt so groß als innen	0.62	0.57	0,55	0,54	0,53

b) Dichte Nietverbindungen, die nur kleine Kräfte zu übertragen haben. Man nimmt den Nietdurchmesser

$$d = 1{,}5\,\delta - 0.4\text{ cm}.$$

die Nietteilung

$$t \text{ bis zu } 3\,d + 0{,}5 \text{ cm},$$

den Abstand des Nietmittels vom Blechrand

$$e = 1{,}5\,d.$$

*c) **Feste Nietverbindungen.*** Hier kann man den Nietdurchmesser wählen:

$$d = \sqrt{5\,\delta} - 0{,}2 \text{ cm}.$$

Die Summe der Stärken der zu vernietenden Teile soll höchstens $= 4\,d$ sein. Müssen längere Niete verwendet werden, so darf man nicht das ganze Niet erwärmen, da sonst die Gefahr vorliegt, daß der Nietkopf infolge der starken Zusammenziehung beim Erkalten abgerissen wird.

Hat die Verbindung Kräfte zu übertragen, deren Richtung wechselt, so verwendet man vorteilhaft gedrehte Niete, deren Durchmesser 2% größer ist, als der Durchmesser des aufgeriebenen Loches, treibt diese ein und vernietet sie kalt. Die Niete müssen aus bestem weichen Schmiedeeisen hergestellt sein und einen Durchmesser

$$d = 1{,}6\,\delta$$

haben. Um die nötige Flächenpressung zu erzeugen, zieht man dann noch einige Niete warm ein.

Wenn man an Stelle dieser kostspieligen Vernietung die gewöhnliche Vernietung anwendet, so darf man mit der Belastung nicht über

200 kg pro qcm Nietquerschnitt bei einschnittiger
350 - - - - - zweischnittiger

Vernietung gehen. Bei Stößen ausgesetzten Verbindungen ist die zulässige Belastung noch niedriger zu wählen.

Bildung körperlicher Ecken durch Vernietung.

Man verbindet die zu vernietenden Platten durch Winkeleisen, die man in den Ecken übereinanderkröpfen muß, das untenliegende Winkeleisen ist dabei so auszuschmieden, daß keine Lücke entsteht.

Die Schenkeldicke δ_1 des Winkeleisens nimmt man 1 bis 2 mm stärker als die Blechdicke, die Entfernung des Nietloches vom Winkeleisenrand, wie von der inneren Schenkelkante gleich 1,5 d, also die Breite des Winkeleisens

$$b = 3\,d + \delta_1.$$

Fig. 14 zeigt ein Beispiel einer solchen Verbindung.

Berechnung der Nietnähte eines Dampfkessels.

Aufgabe: Für den in Fig. 15 skizzierten Dampfkessel von 1600 mm innerem Durchmesser sind die Längsnähte und Rundnähte zu berechnen, wenn die ersteren als zweireihig versetzt genietete Doppellaschennietnähte, die letzteren als einreihige Überlappungsnietnähte ausgeführt werden sollen. Der Betriebsüberdruck soll $p = 6$ kg/qcm sein, die Zugfestigkeit des zu verwendenden Flußeisenbleches $K_z = 3400$ kg/qcm.

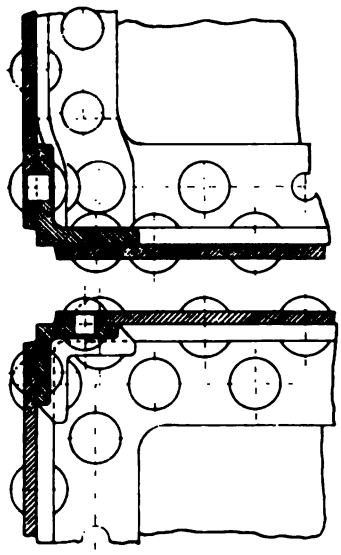


Fig. 14.

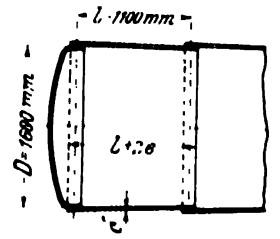


Fig. 15.

Lösung: Ein Dampfkesselschuß ist ein unter innerem Druck stehendes Rohr, für welches die Festigkeitslehre die Formeln:

1. $D \cdot p = 2 \delta k_z$ für die Beanspruchung in der Richtung des Umfanges,

2. $\frac{D^2 \pi}{4} \cdot p = \pi D \delta k_z$ für die Beanspruchung in der Längsrichtung gibt, wobei

D = innerer Durchmesser des Kessels in cm,
p = Betriebsüberdruck in kg/qcm,
δ = Blechstärke in cm,
k_z = zulässige Zugspannung des Bleches in kg/qcm

bedeutet.

Die zulässige Spannung soll nach den Hamburger Normen nicht mehr wie $\frac{1}{4,5}$, bei Anwendung doppelt gelaschter Nähte nicht mehr als $\frac{1}{4}$ der Zugfestigkeit des verwendeten Bleches betragen.

Das Blech ist aber in der Nietnaht durch die Nietlöcher geschwächt, wir müssen deshalb in die Formeln 1 und 2 noch das Verhältnis φ der Festigkeit der Nietnaht zur Festigkeit des vollen Bleches einführen und erhalten dann

1. $D \cdot p = 2 \delta \varphi k_z$

2. $\frac{D^2 \pi}{4} \cdot p = \pi D \delta \varphi k_z$.

Für die Längsnähte haben wir zu setzen:

$$k_z = \frac{K_z}{4}; \qquad \varphi = 0{,}77,$$

für die Rundnähte

$$k_z = \frac{K_z}{4{,}5}; \qquad \varphi = 0{,}58.$$

(Bei der Wahl von φ muß man die voraussichtliche Nietstärke schätzungsweise annehmen.)

Setzt man diese Werte ein, so ergibt sich

1. $$\delta = \frac{D\,p\,4}{2\,\varphi\,K_z} = \frac{160 \cdot 6 \cdot 4}{2 \cdot 0{,}77 \cdot 3400} = 0{,}7 \text{ cm},$$

2. $$\delta = \frac{\frac{D^2\pi}{4} \cdot p \cdot 4{,}5}{\pi\,D\,\varphi\,K_z} = \frac{D\,p\,4{,}5}{4\,\varphi\,K_z} = \frac{160 \cdot 6 \cdot 4{,}5}{4 \cdot 0{,}58 \cdot 3400} = 0{,}5 \text{ cm}.$$

Von diesen zwei Werten ist natürlich der größere zu wählen, mit Rücksicht auf Abrosten u. s. w. aber noch ein Zuschlag von 1 bis 3 mm zu geben. Wir wählen 3 mm Zuschlag und erhalten

$$\delta = 0{,}7 \text{ cm} + 0{,}3 \text{ cm} = 1 \text{ cm}.$$

Die früher angeführten Formeln ergeben für die Längsnaht

$$\begin{aligned}
d &= \sqrt{5\,\delta} - 0{,}6 \text{ cm} = \sqrt{5} - 0{,}6 = \sim 1{,}7 \text{ cm},\\
t &= 3{,}5\,d + 1{,}5 = 3{,}5 \cdot 1{,}7 + 1{,}5 = \sim 7{,}5 \text{ cm},\\
e &= 1{,}5\,d = 1{,}5 \cdot 1{,}7 = \sim 2{,}6 \text{ cm},\\
e_1 &= 0{,}9\,e = 0{,}9 \cdot 2{,}6 = \sim 2{,}4 \text{ cm},\\
c &= \frac{5}{8}\,\delta = 0{,}6 \text{ cm},\\
e_2 &= 0{,}5\,t = 3{,}75 \text{ cm}.
\end{aligned}$$

Der Gleitungswiderstand wird hierbei, da ein Streifen von der Breite $t = 7{,}5$ cm einen Dampfdruck von

$$D \cdot t \cdot p = 160 \cdot 7{,}5 \cdot 6 = 7200 \text{ kg}$$

erfährt und auf einen Streifen von dieser Breite an jeder Seite zwei, also zusammen vier Nieten kommen,

$$\frac{7200}{4 \cdot \frac{\pi\,1{,}7^2}{4}} = \frac{7200}{9{,}2} = \sim 800 \text{ kg pro qcm Nietquerschnitt}$$

übersteigt also das zulässige Maß nicht.

Für die Rundnaht erhalten wir

$$\begin{aligned}
d &= \sqrt{5\,\delta} - 0{,}4 = \sqrt{5} - 0{,}4 = 1{,}9 \text{ cm},\\
t &= 2\,d + 0{,}8 = 3{,}8 + 0{,}8 = 4{,}6 \text{ cm},\\
e &= 1{,}5\,d = 2{,}9 \text{ cm}.
\end{aligned}$$

Hier ergibt sich der Gleitungswiderstand, da der Druck des Dampfes in der Längsrichtung des Kessels

$$\frac{D^2\pi}{4} \cdot p = \frac{160^2\pi}{4} \cdot 6 = 20106 \cdot 6 = 120636 \text{ kg}$$

und die Anzahl der Niete

$$\frac{D\pi}{t} = \frac{502.65}{4.6} = 109$$

ist, zu

$$\frac{120636}{109\,\frac{\pi\,1.9^2}{4}} = \frac{120636}{308} = 400 \text{ kg pro qcm Nietquerschnitt.}$$

Gewöhnlich wird man der Einfachheit halber für Längs- und Rundnähte dieselben Niete verwenden und kann dann vielleicht 18 mm-Nieten nehmen.

Die Form der Abwickelung einer Blechtafel ist die eines Kegelmantelstumpfes Fig. 16, die Radien r_1 und r_2 ergeben sich, wie folgt:

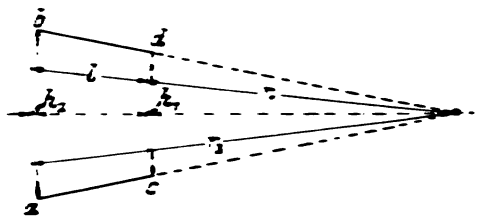


Fig. 16.

Ist D der mittlere Durchmesser eines Schusses, so ist der Bogen $a \frown b = D + \delta\,\pi$, der Bogen $c \frown d = D - \delta\,\pi$, die Länge b d sei gleich L also $r_2 = r_1 - l$. Wir erhalten dann

$$\frac{D - \delta\,\pi}{D - \delta\,\pi} = \frac{r_1 - l}{r_1}$$

und hieraus

$$\pi D r_1 - \pi\delta r_1 = \pi D r_1 - \pi\delta r_1 + \pi D l - \pi\delta l$$
$$2\pi\delta r_1 = \pi D l - \pi\delta l$$
$$r_1 = \frac{D - \delta}{2\delta} \cdot l.$$

folglich

$$r_2 = \frac{D - \delta}{2\delta} \cdot l - l = \frac{D - \delta}{2\delta} \cdot l.$$

Diese Radien sind jedoch so groß, daß man die Bögen mit Hilfe derselben nicht verzeichnen kann, man zeichnet dieselben vielmehr mit Hilfe der Sehnen und Pfeilhöhen auf. Die Sehnen kann man bei so

flachen Bögen mit hinreichender Genauigkeit den Bögen gleichsetzen, also

Sehne $a \sim b = (D + \delta)\pi$ } bei Überlappungsnietnaht zwischen den Mitten
- $c \sim d = (D - \delta)\pi$ } der aufeinander fallenden Nietlöcher gemessen.

Die Pfeilhöhen berechnet man mit Hilfe des Satzes: Die Produkte aus den Abschnitten zweier sich schneidender Sehnen sind einander gleich.

Bezeichnet s_1 die Sehne $c \sim d$; s_2 die Sehne $a \sim b$ so ist:

$$\frac{s_1^2}{4} = (2r_1 - h_1) \cdot h_1 = \sim 2 r_1 h_1$$

da h_1^2 sehr klein ist und deshalb vernachlässigt werden kann.

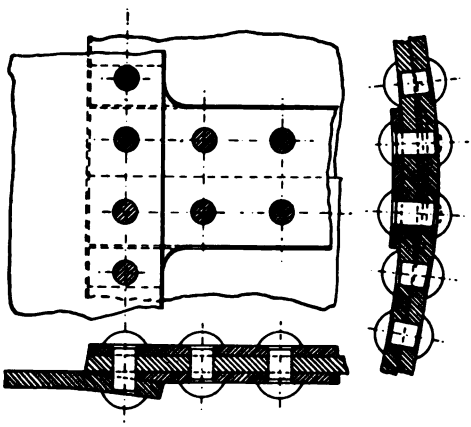


Fig. 17.

Da nun

$$r_1 = \frac{D - \delta}{2\delta} \cdot l$$

ist, so ergibt sich

$$\frac{s_1^2}{4} = \frac{D - \delta}{\delta} \cdot l \cdot h_1 = \sim \frac{D}{\delta} l \cdot h_1$$

und hieraus

$$h_1 = \frac{s_1^2 \delta}{4 D l} = \frac{\pi^2 (D - \delta)^2 \delta}{4 D l},$$

ebenso

$$h_2 = \frac{s_2^2 \delta}{4 D l} = \frac{\pi^2 (D + \delta)^2 \delta}{4 D l}.$$

Der mittlere Umfang unseres Kesselschusses ist $1600\,\pi = 5026{,}5$ mm, da dieses Maß für eine Platte zu groß wird, setzen wir den Schuß aus zwei Platten zusammen und erhalten:

$$s_1 = \frac{(D + \delta)\pi}{2} = \frac{161\,\pi}{2} = 252{,}9 \text{ cm} = 2529 \text{ mm}$$

$$s_2 = \frac{D - \delta/\pi}{2} = \frac{159\,\pi}{2} = 249{,}7 \text{ cm} = 2497 \text{ mm}$$

$$h_1 = \frac{s_1^2\,\delta}{4\,D\,l} = \frac{64\,009}{4 \cdot 160 \cdot 110} = \sim 0{,}9 \text{ cm} = 9 \text{ mm}$$

$$h_2 = \frac{s_2^2\,\delta}{4\,D\,l} = \frac{62\,400}{4 \cdot 160 \cdot 110} = \sim 0{,}9 \text{ cm} = 9 \text{ mm}.$$

Bei Überlappungsnietnaht ist natürlich an jeder Seite die halbe Breite der Nietnaht zuzugeben, bei Laschennietnaht stoßen die Blechkanten stumpf zusammen, die Nietnaht liegt deshalb hier innerhalb der Maße s_1 und s_2.

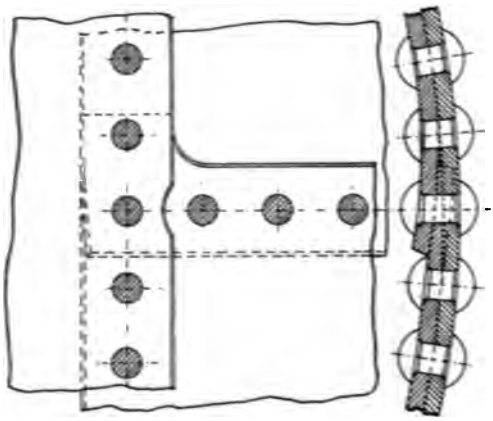


Fig. 18.

Dort wo die Blechplatten zusammenstoßen, ist die eine Blechplatte, bezw. die Lasche derart auszuschmieden, daß keine Lücke entsteht. Ein solcher Plattenstoß ist in Fig. 17 dargestellt, während Fig. 18 einen Plattenstoß zeigt, bei dem sowohl Längsnaht als Rundnaht überlappt vernietet sind.

Berechnung der Flammrohre siehe unter Rohre und Rohrverbindungen.

2. Verbindungen durch Schrumpfen oder Schwinden.

Hierher gehören das Warmaufziehen, sowie die Verbindung durch Schrumpfringe, (Fig. 19), und Schrumpfanker, (Fig. 20).

Die Dimensionen sollen so gewählt werden, daß die Ausdehnung der warm auf- bezw. eingezogenen Ringe oder Anker nach dem Erkalten höchstens 1 % beträgt.

Das Material der Schrumpfringe oder Schrumpfanker ist in der Regel weiches Schmiedeeisen.

Der Querschnitt der Schrumpfringe und -Anker ist so zu bemessen, daß dieselben die gleiche Festigkeit, wie die zu verbindenden Gußeisenteile haben, dies ist der Fall, wenn ihr Querschnitt etwa gleich dem dritten Teil des vollen Gußeisenquerschnittes ist.

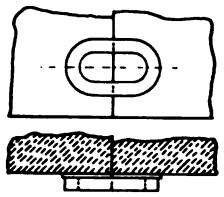


Fig. 19.

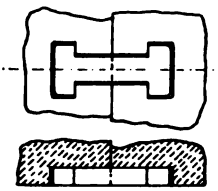


Fig. 20.

Gußeiserne Naben, welche warm auf eine Welle aufgezogen werden sollen, dürfen nur $^1/_{1500}$ bis $^1/_{1800}$ enger ausgedreht werden, als der Wellendurchmesser beträgt.

Das Kaltaufziehen.

An Stelle des Warmaufziehens ist für Naben von nicht zu großem Durchmesser auch das Kaltaufziehen im Gebrauch. Ring und Kern werden zylindrisch mit sehr geringem Unterschied im Durchmesser ausgedreht, an den Eintrittskanten abgerundet und unter starkem Druck aufeinandergeschoben. Der Druck beträgt für Naben von 130 bis 190 mm Durchmesser 50 000 bis 100 000 kg.

B. Lösbare Verbindungen.

1. Schraubenverbindungen.

Wickelt man einen Winkel *b a c* (Fig. 21) so auf einen Zylinder, daß sich der eine Schenkel *a b* mit dem Umfange der Grundfläche desselben deckt, so beschreibt der andere Schenkel *a c* eine Schraubenlinie. Die Konstruktion derselben zeigt (Fig. 21).

Steigt die Schraubenlinie von links nach rechts, so heißt dieselbe rechtsgängig, im anderen Falle linksgängig.

Der Abstand zweier Windungen der Schraubenlinie, parallel zur Achse des Zylinders gemessen, heißt die Ganghöhe, der Winkel *b a c* der Steigungswinkel.

Wickelt man an Stelle der Linie *a c* einen Körper um den zylindrischen Kern, so erhält man ein Gewinde.

Je nach der Querschnittsform dieses Gewindekörpers unterscheidet man rechteckiges oder flaches (Fig. 22), dreieckiges oder scharfes (Fig. 25, 26 und 27), abgerundetes (Fig. 23), und trapezförmiges Gewinde (Fig. 24).

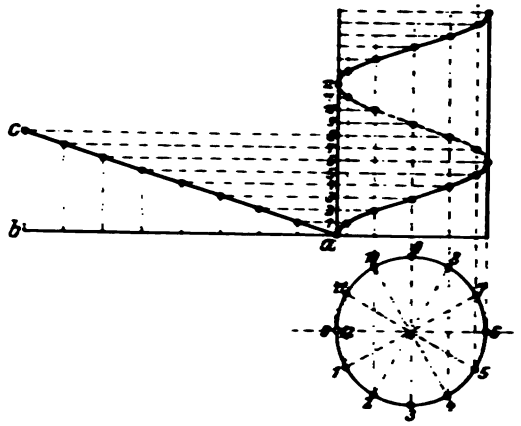


Fig. 21.

Nach der Anzahl der um den Kern gewundenen Körper unterscheidet man eingängiges, zwei- oder doppelgängiges und mehrgängiges Gewinde.

Fig. 22.

Fig. 23.

Fig. 24.

Zu jeder Schraube gehört eine Mutter, ein Körper, welcher dasselbe Gewinde hohl enthält. Die Bewegung der Mutter gegen die Schraube setzt sich zusammen aus einer drehenden und einer fortschreitenden Bewegung.

Man unterscheidet zwei Hauptarten von Schrauben:

1. Befestigungsschrauben, die dazu dienen, zwei oder mehrere Körper miteinander zu verbinden und in der Regel scharfes Gewinde haben, da bei diesem der Reibungswiderstand und somit die Sicherheit gegen selbsttätiges Lösen der Schrauben, infolge von Erschütterungen, größer ist.

2. Bewegungsschrauben, die dazu dienen, eine geradlinige Bewegung in eine drehende (Drillbohrer) oder eine drehende Bewegung in eine geradlinige (Leitspindel, Pressen) umzuwandeln und in der Regel flaches oder trapezförmiges Gewinde haben, (trapezförmiges dann, wenn der Druck nur von einer Seite wirkt).

Die Ganghöhe der Schrauben ist abhängig von der Leitspindel der Drehbank. Da diese meist in englischem Maß hergestellt ist, muß man auch die Abmessungen der Schrauben in englichen Zollen angeben.

Das verbreitetste Gewindesystem ist das von Whitworth (Fig. 25 und Tabelle 1, Seite 204). Der Gewindequerschnitt ist ein gleichschenkliges Dreieck mit 55° Kantenwinkel, bei welchem Spitze und Grund um ein Sechstel der Dreieckshöhe abgerundet sind.

Fig. 25.

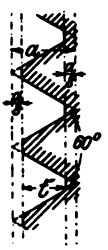


Fig. 26.

Fig. 27.

In Amerika wird vorzugsweise das Sellerssche Gewinde (Fig. 26) ausgeführt, bei welchem der Kantenwinkel 60° beträgt und Spitze und Grund um ein Achtel der Dreieckshöhe abgeflacht sind.

Vom Verein deutscher Ingenieure ist 1888 das in der Hauptsache von Delisle herrührende deutsche Gewinde angenommen worden, welches auf Metermaß fußt. Demselben liegt ein in ein Quadrat eingeschriebenes gleichschenkliges Dreieck zu Grunde, welches an der Spitze und am Grunde um ein Achtel der Höhe abgeflacht ist. Dieses Gewindesystem ist mit dem 1893 von den Feinmechanikern und Elektrotechnikern aufgestellten Normalgewinde für Bolzen von 1 bis 10 mm Stärke in Einklang gebracht worden. Das deutsche Gewinde führte sich aber sehr schwer ein und ist durch das im Oktober 1898 durch einen internationalen Kongreß aufgestellte S. I.-Gewinde (System International, Fig. 27 und Tabelle 2, Seite 205), ersetzt worden. Bei diesem ist der Gewindewinkel 60°, die Spitzen des Gewindes sind mit $\frac{a}{8}$ abgeflacht wie bei Sellers, der Grund dagegen ausgerundet. Der durch die Ausrundung geschaffene Spielraum soll nicht mehr als $\frac{a}{16}$ betragen.

Beim flachen Gewinde (Fig. 22) nimmt man gewöhnlich die Gangtiefe $t = 0{,}1\ d$ (d = äußerer Gewindedurchmesser), desgleichen beim Trapezgewinde (Fig. 24).

Das runde Gewinde wird hauptsächlich bei den Kupplungen der Eisenbahnwagen angewandt und zeichnet sich durch Unempfindlichkeit gegenüber Stößen und Schmutz aus. Der Radius der Abrundung und Ausrundung kann $\frac{d}{20}$ genommen werden (Fig. 23).

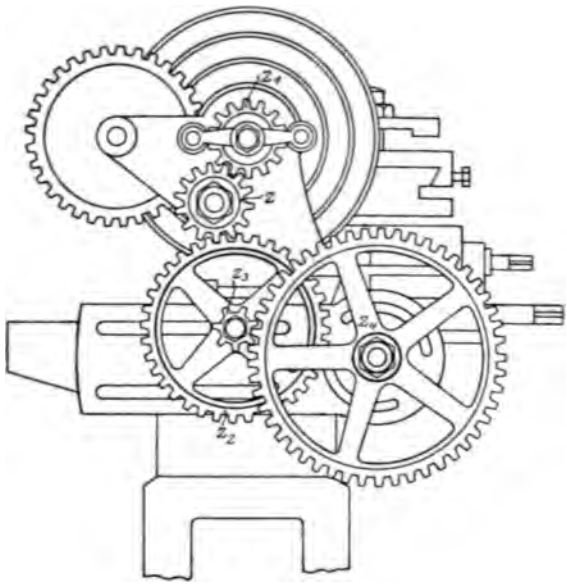


Fig. 28.

Berechnung der Wechselräder für das Gewindeschneiden.

Ist die Ganghöhe des zu schneidenden Gewindes h, die Ganghöhe der Leitspindel H, so muß zwischen Körnerspindel und Leitspindel durch zwischengeschaltete Zahnräder (sogenannte Wechselräder) eine Übersetzung $\frac{h}{H}$ hergestellt werden. Bezeichnet man die Zähnezahl des auf der Körnerspindel sitzenden Rades mit z_1, die des auf der Leitspindel sitzenden mit z_2, so muß sein

$$\frac{h}{H} = \frac{z_1}{z_2}.$$

Greifen diese Räder nicht ineinander, so kann man ein beliebiges Zwischenrad z einschalten, da dieses nur die Umfangsgeschwindigkeit

des einen Rades auf das andere überträgt, am Übersetzungsverhältnis also nichts ändert.

Kann man durch ein Radpaar das Übersetzungsverhältnis $\frac{h}{H}$ nicht herstellen, so verwendet man zwei Radpaare so, daß

$$\frac{h}{H} = \frac{z_1 z_3}{z_2 z_4}$$

ist.

Die Ganghöhe der Leitspindel ist sehr verschieden, meist $^1/_4$, $^1/_2$, $^2/_3$ und $^3/_4$ Zoll. Der Wechselrädersatz enthält bei älteren Bänken gewöhnlich Räder mit 18, 20, 22, 24, 28, 32, 36, 40, 44, 48, 52, 58, 64, 72, 80, 90, 105, 120, 132 Zähnen, bei neueren Bänken 21 Räder von 20 Zähnen um je 5 Zähne steigend bis 120 Zähne, wenn nur Whitworthsches Gewinde geschnitten werden soll, so genügen schon Räder mit 20, 25, 30, 40, 45, 50, 60, 70, 90, 100, 110 und 120.

1. Beispiel: Auf einer Drehbank mit dem erstgenannten Rädersatz und $^3/_4$ Zoll Leitspindelsteigung sollen Schrauben mit 8 Gängen auf 1 Zoll engl. geschnitten werden.

Die Ganghöhe dieser Schrauben ist $^1/_8$ Zoll, folglich

$$\frac{h}{H} = \frac{^1/_8}{^3/_4} = \frac{1}{6}.$$

Man könnte verwenden die Räder mit 20 und 120 oder die mit 22 und 132 Zähnen, oder man zerlegt das Verhältnis $^1/_6$ in $^1/_2$ und $^1/_3$ und kann jetzt z. B. 18 und 36 (oder 20 und 40; 22 und 44 u. s. w.) und 24 und 72 nehmen.

Schwieriger ist die Zusammenstellung der richtigen Übersetzung, wenn einzelne Räder abhanden gekommen sind, oder wenn auf einer Leitspindeldrehbank mit Zollgewinde Millimetergewinde geschnitten werden soll.

2. Beispiel: Auf derselben Drehbank sollen Schrauben mit 5 mm Ganghöhe geschnitten werden.

$^3/_4$ Zoll engl. ist gleich 19,05 mm, also muß das Übersetzungsverhältnis

$$\frac{h}{H} = \frac{5}{19{,}05} = \frac{100}{381}$$

sein.

Wir suchen nun Zähnezahlen, die in 100, und gleichzeitig solche, die in 381 dividiert die Zähnezahl eines vorhandenen anderen Rades ergeben. Da wir solche Zähnezahlen nicht haben, erweitern wir den Bruch mit einer beliebigen Zahl, setzen also $\frac{200}{762}$; $\frac{300}{1143}$ u. s. w., bis wir

eine brauchbare Übersetzung finden. Wir erhalten so

$$\frac{800}{3048} \text{ annähernd } \frac{20 \cdot 40}{48 \cdot 64}$$

also

$$z_1 = 20; \quad z_2 = 48; \quad z_3 = 40; \quad z_4 = 64.$$

Wirkungsweise der Schrauben.

Hinsichtlich der Wirkungsweise der Schrauben sind folgende Fälle zu unterscheiden.

1. Die Mutter steht fest, die Schraube wird gedreht und schreitet gleichzeitig fort.

2. Die Schraube steht fest, die Mutter wird gedreht und schreitet gleichzeitig fort.

3. Die Mutter wird gedreht, am Fortschreiten aber gehindert; die Schraube schreitet fort, sofern sie verhindert wird, sich mit zu drehen.

4. Die Schraube wird gedreht, am Fortschreiten aber gehindert; die Mutter schreitet fort, sobald sie verhindert wird, sich mit zu drehen.

In allen vier Fällen haben wir zwei Kräfte, welche an der Schraube wirken, eine umdrehende Kraft und eine Kraft in Richtung der Schraubenachse. Der Weg der umdrehenden Kraft P ist, wenn p der Hebelarm ist, bei einer Umdrehung $2\,p\,\pi$, der Weg der fortschreitenden Kraft Q ist die Ganghöhe h. Die Arbeiten beider Kräfte müssen einander gleich sein; folglich muß, wenn μ der Wirkungsgrad ist,

$$\mu\, P\, 2\, p\, \pi = Q\, h$$

oder

$$P = \frac{Q \cdot h}{\mu \cdot 2 \cdot p \cdot \pi} \text{ bezw. } Q = \frac{\mu\, P\, 2\, p\, \pi}{h}$$

sein.

Der Wirkungsgrad μ kann nach folgender Tabelle angenommen werden.

Steigungsverhältnis $\frac{h}{2\,r\,\pi}$ =	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,10	0,125
Spindel wird gedreht μ =	0,22	0,26	0,3	0,33	0,36	0,41	0,46
Mutter wird gedreht μ =	0,15	0,18	0,21	0,24	0,26	0,30	0,35

Das zum Umdrehen einer Schraube erforderliche Moment $M_d = P \,.\, p$ (umdrehende Kraft mal Hebelarm) kann man setzen

bei scharfgängigen Schrauben

$$M_d = 0{,}11\, Q\, d_1$$

(d_1 = innerer Gewindedurchmesser)

bei flachgängigen Schrauben

$$M_d = Q\,r\,\frac{h + 2\pi r\mu}{2\pi r - \mu h}$$

wobei

r = mittlerer Gewinderadius
h = Ganghöhe
μ = Reibungskoeffizient (0,1 bis 0,15).

Berechnung der Schrauben.

Hierbei hat man zu berücksichtigen,

1. daß die durch die äußeren Kräfte hervorgerufenen Zug-, Druck- und Drehungsbeanspruchungen die zulässige Spannung nicht übersteigen.

2. daß die Flächenpressung zwischen den sich berührenden Gewindeflächen der Schraube und Mutter den zulässigen Wert nicht übersteigt.

Man unterscheidet dabei drei Arten von Schrauben:

1. solche, die nur durch Zug- oder Druckkräfte beansprucht werden. Hierher gehören die Schrauben aller Verbindungen, auf welche die äußeren Kräfte erst einwirken, wenn die Schrauben bereits festgezogen sind.

2. solche, die auf Zug oder Druck und auf Verdrehung beansprucht werden. Hierzu gehören die Schrauben, welche angezogen werden, während sie unter Einwirkung der Zug- oder Druckkräfte stehen.

3. solche, die durch Kräfte beansprucht werden, die auf ihrer Achse senkrecht stehen, die Schrauben also ähnlich beanspruchen, wie die Niete einer der früher betrachteten Nietnähte.

1. Schrauben der ersten Art sind nach der Formel

$$Q = \frac{\pi d_1^2}{4} k$$

zu berechnen, wenn d_1 der Kerndurchmesser ist. Will man an Stelle von d_1 den äußeren Gewindedurchmesser d setzen, so erhält man, da $\frac{d_1^2}{d^2}$ im Mittel gleich 0,64 ist,

$$Q = 0{,}64\,\frac{\pi}{4}\,d^2 k = \sim 0{,}5\,d^2 k.$$

Hierbei kann man k wählen für Schrauben aus Schmiedeeisen:

Bei ruhender Belastung: für Schrauben, die mit besonderer Sorgfalt hergestellt wurden, k = 900 kg/qcm; für Schrauben von durchschnittlicher Güte k = 720 kg/qcm. Bei einer zwischen Null und einem Höchstwert schwankenden Belastung $^2/_3$ dieser Werte.

Stahlschrauben kann man um $^1/_3$ höher belasten, also mit k = 1200 kg/qcm bezw. k = 960 kg/qcm für ruhende Belastung.

Bei besonders ungünstiger Beanspruchung oder geringerer Güte der Schrauben sind diese Werte entsprechend kleiner zu nehmen.

Die Mutterhöhe h_1 ist so zu wählen, daß die Festigkeit der von der Mutter umschlossenen Gewindegänge gegen Abbrechen gleich der Zugfestigkeit des Kernes ist. Dies ergibt für Muttern, die aus demselben Material gefertigt sind wie die Schraube, $h_1 = d$, für Schmiedeeisenschraube mit Bronzemutter $h_1 = 1{,}5\,d$, für Schmiedeeisenschraube mit Gußeisenmutter $h_1 = 1{,}5\,d$ bis $2\,d$.

Kann man eine Mutter von der angegebenen Höhe nicht verwenden, so muß man eine Schraube von entsprechend größerem Durchmesser nehmen. Die Festigkeit des Schraubenkernes wird hierbei natürlich nicht ausgenutzt.

Für die Schrauben, welche wie die Flanschenschrauben von Dampfzylindern u. dergl. von vornherein fest angezogen und während des Betriebes häufig nachgezogen werden, kann man für k die Hälfte der oben angegebenen Werte nehmen.

Auf Druck beanspruchte Schrauben von größerer Länge sind auf Knickung zu berechnen.

2. Bei Schrauben der zweiten Art berücksichtigt man die auftretenden Drehungsbeanspruchungen, indem man die zulässige Belastung gleich $^3/_4$ der zulässigen Zug- oder Druckbeanspruchung setzt, also

$$Q = 0{,}5\,d^3\,{}^3/_4\,k = \sim 0{,}38\,d^3\,k.$$

Ferner ist bei diesen Schrauben zu beachten, daß die Pressung zwischen den aufeinander gleitenden Flächen der Schraube und Mutter den zulässigen Flächendruck p nicht übersteigt. Werden z Gänge der Schraube von der Mutter umschlossen, so muß sein:

$$Q \leqq p\,\frac{\pi}{4}\,(d^2 - d_1^2)\,z.$$

Man hat zwei Arten von Schrauben, die auf diese Weise beansprucht werden:

a) Befestigungs- und Stellschrauben, die mit der Last angezogen werden. Bei diesen nimmt man:

wenn Schweiß- oder Flußeisen auf dem gleichen Material oder auf Bronze gleitet,

$$p \text{ höchstens } = 150 \text{ kg/qcm};$$

wenn Flußstahl auf Flußstahl oder auf Bronze gleitet,

$$p \text{ höchstens } = 200 \text{ kg/qcm}.$$

Die Pressung zwischen Mutter und Unterlage soll, wenn beide aus Schweiß- oder Flußeisen bestehen, 200 kg/qcm nicht überschreiten.

b) bei Bewegungsschrauben (Pressen, Schraubenwinden u. dergl.) darf man für p höchstens die Hälfte der obigen Werte nehmen.

Die Mutterhöhe der nach 2. berechneten Schrauben nimmt man bei scharfgängigen Schrauben, wenn Schraube und Mutter aus demselben Material bestehen, $h_1 = d$,

für Schweißeisenschrauben mit Bronzemuttern $h_1 = 1{,}2\,d$,

für gußeiserne Muttern $h_1 = 1{,}5\,d$.

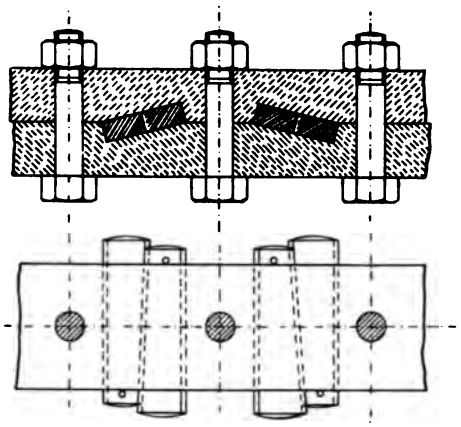


Fig. 30.

Bei flachgängigen Schrauben muß man die Mutter doppelt so hoch machen, da bei gleicher Mutterhöhe die Gesamtgrundfläche der tragenden Gewindegänge nur halb so groß ist als bei scharfgängigen Schrauben (siehe Fig. 29).

Fig. 29.

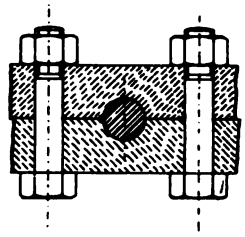


Fig. 31.

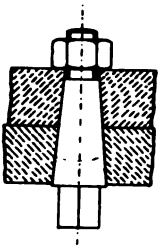


Fig. 32.

3. Bei Schraubenverbindungen, welche Querkräfte zu übertragen haben, muß man soviel Schrauben anwenden, daß die durch das Aufeinanderpressen der zu verbindenden Teile hervorgerufene Reibung ein Gleiten der sich berührenden Flächen hindert. Besser stellt man solche Verbindungen her, wenn man den Schraubenbolzen genau in das Loch einpaßt, oder noch vorteilhafter, wenn man die Verbindung durch Bolzen oder Keile entlastet (Fig. 30 u. 31).

Schrauben dieser dritten Art kann man wie Nietverbindungen berechnen und die Belastung pro qcm Schraubenquerschnitt etwa 0,8 der zulässigen Zugspannung setzen.

Wechseln die Kräfte ihre Richtung oder treten Stöße auf, so verwendet man mit Vorteil Schrauben mit konischem Bolzen, die man in die entsprechend aufgeriebenen Löcher eintreibt oder noch besser einschleift (Fig. 32). Im letzteren Falle kann man die Neigung der Seite zur Mittellinie $^1/_{10}$ bis $^1/_{30}$ nehmen, im ersteren Falle verwendet man nur schwach konische Bolzen.

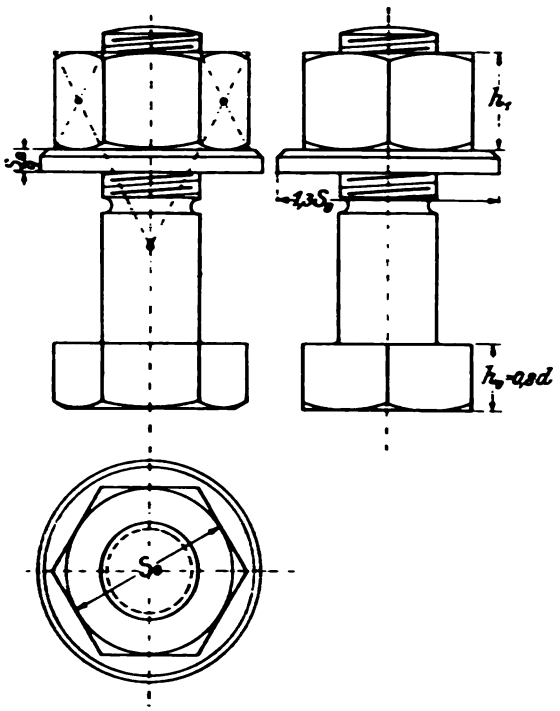


Fig. 33

Verschiedene Schraubenarten.

Fig. 33 gewöhnliche Verbindungsschraube.

Fig. 34 Zwischenkopfschraube zur Verbindung von drei Teilen, von denen einer gelöst werden kann, ohne daß die Verbindung der beiden anderen unterbrochen wird.

Fig. 35 Schraube mit rechteckigem Kopfe wird dort verwandt, wo für den Sechskant- oder Vierkantkopf kein Platz ist.

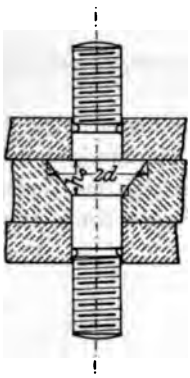


Fig. 34.

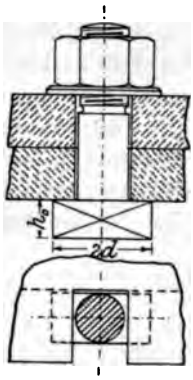


Fig. 35.

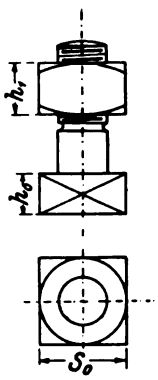


Fig. 36.

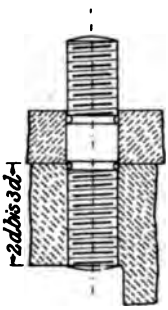


Fig. 37.

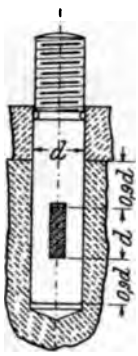


Fig. 38.

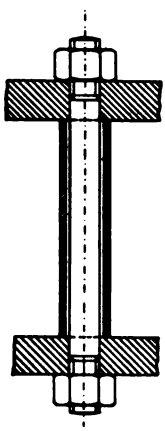


Fig. 39.

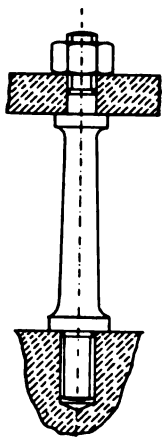


Fig. 40.

Fig. 36 Schraube mit Vierkantkopf.

Fig. 37 und 38 Stiftschrauben.

Fig. 39 und 40 Stehbolzen, die dazu dienen, ebene Platten in einen gewissen Abstande voneinander zu halten.

Fig. 41 und 42 Steinschrauben, bei der ersten wird der Zwischenraum zwischen dem mit Zacken versehenen vierkantigen Schaft und den nach unten sich erweiternden Loch im Mauerwerk mit Zement oder Blei ausgegossen, bei der zweiten Art werden eiserne Keile eingetrieben.

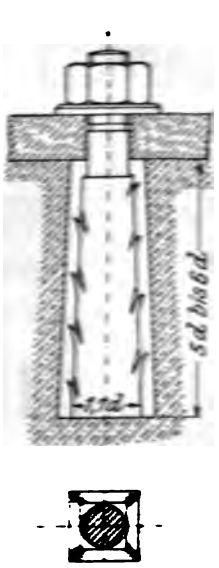


Fig. 41.

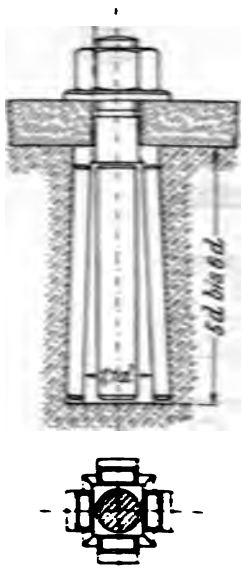


Fig. 42.

Fig. 43 und 44 Fundamentanker. Die Eisenplatte wird in das Fundament eingemauert, bei dem ersten Anker, Fig. 43, dann unter derselben ein Vorstecker durch den Anker gesteckt, weshalb hier entsprechende Kanäle im Fundament ausgespart werden müssen. Ist dies nicht möglich, so verwendet man Anker mit flachem Kopfe, Fig. 44.

Fig. 45 Flügelmutter.

Fig. 46 Schraubenschlüssel.

Zweckentsprechende Maße sind den Figuren eingeschrieben, die Dimensionen des Gewindes sowie die Schlüsselweite sind den Gewindetabellen zu entnehmen.

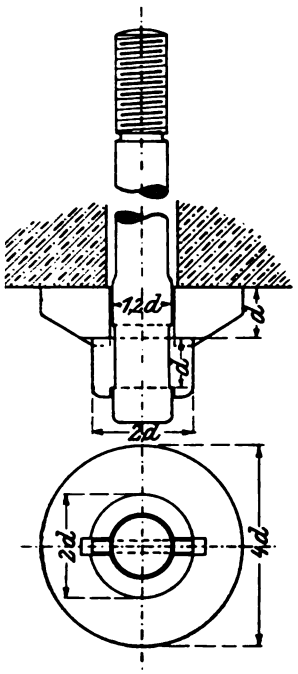


Fig. 43.

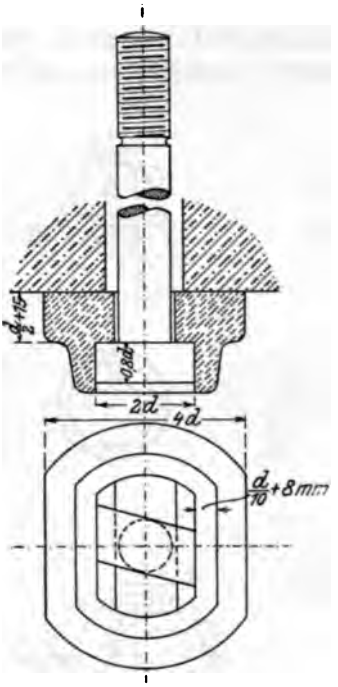


Fig. 44.

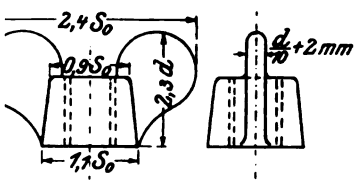


Fig. 45.

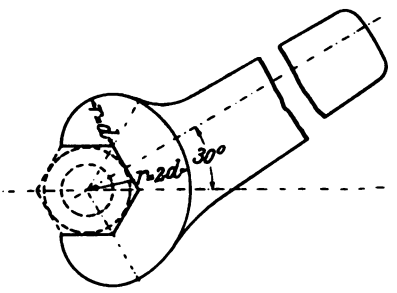


Fig. 46.

Schraubensicherungen.

Dieselben werden dort verwendet, wo durch Stöße und Erschütte-
ıgen ein Lösen der Schraubenmuttern zu befürchten ist. Von den
ılreichen Schraubensicherungen sind die bekanntesten in Fig. 47 bis
ȝ. 52 dargestellt. Zum Zwecke der größeren Sicherheit der Verbin-
ng verwendet man auch Kontermuttern, d. h. man schraubt eine zweite
ıtter über die erste. Früher machte man die Kontermutter gewöhnlich

niedriger als die Hauptmutter, gegenwärtig gibt man ihr meist dieselbe Höhe als dieser. Vollständige Sicherheit gewähren die Kontermuttern natürlich auch nicht.

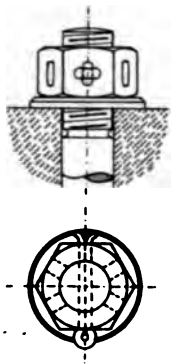


Fig. 47.

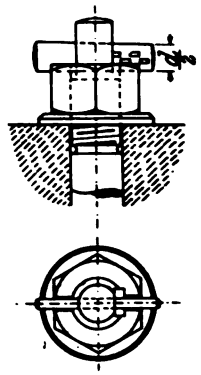


Fig. 48.

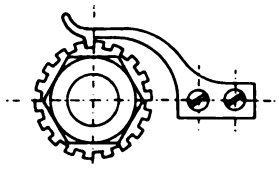


Fig. 49.

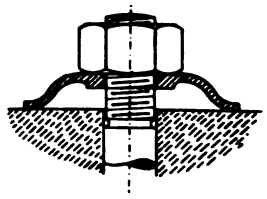


Fig. 50.

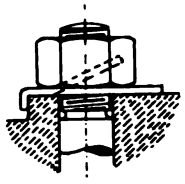


Fig. 51.

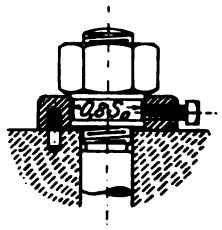


Fig. 52.

2. Keilverbindungen.

Die Wirkungsweise des Keiles ergibt sich aus den in Fig. 53, 54a und 54b gezeichneten Kräftezerlegungen. Es verhält sich

$$\frac{P}{W} = \frac{h}{l}.$$

Das Verhältnis $\frac{h}{l}$ nennt man den Anzug des Keiles. Handelt es sich, wie in den meisten Fällen, um einen Keilstumpf (Fig. 55 und 56),

so hat man für $\frac{h}{l}$ zu setzen $\frac{h_1 - h_2}{l}$. Man erhält also die auf den Rücken des Keiles auszuübende (eintreibende) Kraft P, wenn man den Druck, welcher senkrecht zur Keilmittellinie ausgeübt werden soll, mit dem Anzug multipliziert $P = W \frac{h}{l}$ bezw. $P = W \frac{h_1 - h_2}{l}$.

Ist wie in Figur 55 nur eine Keilseite geneigt, so spricht man von einseitigem Anzuge, sind beide Seitenflächen geneigt (Fig. 56), von doppeltem Anzuge. Für die Berechnung ist es gleichgültig, ob der Keil einseitigen oder doppelten Anzug hat.

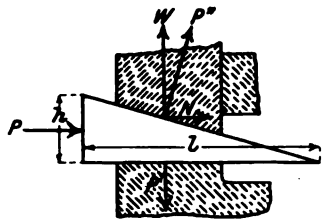


Fig. 53.

Fig. 54 b.

Fig. 54 a.

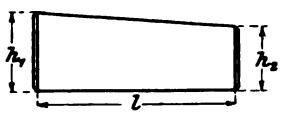


Fig. 55.

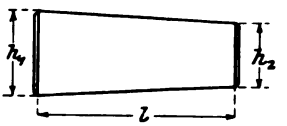


Fig. 56.

Man unterscheidet:

*a) **Querkeile oder Hochkeile,*** die durch senkrecht zu ihrer Längsachse wirkende Kräfte in senkrecht zur Längsachse stehenden Flächen beansprucht werden. (Fig. 57, 58 und 59.)

*b) **Flachkeile oder Längskeile,*** die durch senkrecht zur Längsachse stehende Kräfte in einer Fläche beansprucht werden, welche parallel zur Längsachse liegt. (Fig. 60, 61 und 62.)

*c) **Höhenkeile,*** bei denen die Kräfte selbst der Längsachse parallel sind. (Fig. 63.)

a) Querkeile oder Hochkeile.

Dieselben dienen entweder zur Verbindung von Maschinenteilen, welche in der Richtung ihrer Längsachse wirkenden Kräften ausgesetzt sind, Fig. 57 und 58: Befestigungskeile, oder zum Nachstellen irgend eines Teiles, z. B. einer Lagerschale, einer Zugstange oder dergl., Fig. 59: Stellkeile.

Den Anzug der Befestigungskeile macht man $^1/_{20}$ bis $^1/_{50}$, den der Stellkeile, vorausgesetzt daß sie gesichert sind gegen selbsttätiges Lösen, bis zu $^1/_6$.

Da die zu verbindenden Teile durch Löcher mit verrundeten Schmalseiten weniger geschwächt werden, als durch eckige Löcher, so rundet man die Schmalseiten der Querkeile meist ab.

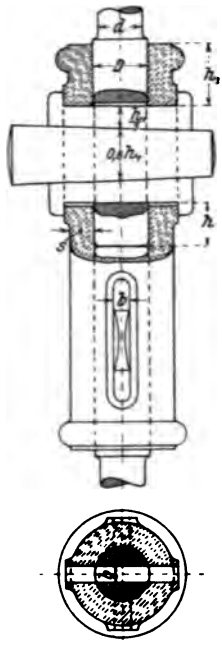


Fig. 57.

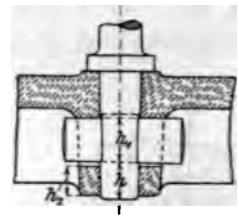


Fig. 58.

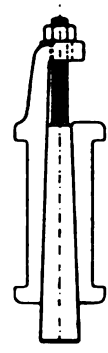


Fig. 59.

Um die Löcher in die zu verbindenden Teile prismatisch machen zu können, verwendet man Beilagen. (Fig. 57 und 59.)

Die Berechnung der Querkeile kann nach folgenden Formeln geschehen:

Der Durchmesser d der vollen Stange ergibt sich aus

$$\frac{d^2 \pi}{4} = \frac{P}{k_z}.$$

Der Durchmesser D der durch das Keilloch geschwächten Stelle wird genommen

$$D = 1{,}33\, d,$$

die Keilbreite

$$b = 0{,}25\,d,$$

die Wandstärke der Hülse

$$s = 0{,}5\,D,$$

die mittlere Keilhöhe h_1 unter der Voraussetzung, daß der Keil aus Stahl, die Stange aus Schmiedeeisen

$$h_1 = 1{,}75\,d = 1{,}33\,D,$$

die Abmessung h (Fig. 57 und 58) für rechteckige Keile

$$h = 0{,}75\,h_1,$$

für Keile mit verrundeten Schmalseiten

$$h = 0{,}5\,h_1.$$

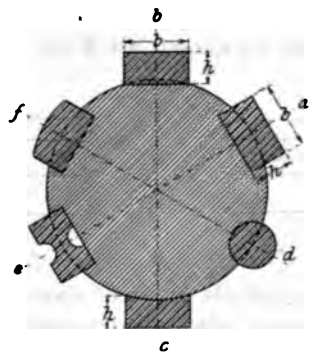


Fig. 60.

Die Abmessung h_2 der Hülse kann, wenn dieselbe aus demselben Material wie die Stange besteht, bei rechteckigem Querschnitte des Keiles

$$h_2 = 0{,}6\,h_1,$$

bei verrundeten Schmalseiten

$$h_2 = 0{,}4\,h_1$$

genommen werden. Ist die Stange Schmiedeeisen, die Hülse Gußeisen, um die Hälfte größer.

Bei einem Keil mit einer Beilage kann man die Keilhöhe gleich $0{,}9\,h_1$, bei zwei Beilagen (Fig. 57) gleich $0{,}8\,h_1$ nehmen, die Stärke der Beilagen im Mittel $s_1 = \frac{h_1}{3}$.

b) Flachkeile oder Längskeile.

Dieselben dienen hauptsächlich zur Verbindung sich drehender oder schwingender Teile (z. B. Räder, Riemenscheiben, Kurbeln, Hebel) mit der Welle.

Man unterscheidet (Fig. 60):

a) Versenkte Keile oder Nutenkeile, die zur Hälfte in einer Nut der Welle liegen.

b) Flachkeile (im engeren Sinne), die nur auf einer abgeflachten Stelle der Welle aufsitzen.

c) Hohlkeile, die in einer der Wellenoberfläche entsprechend ausgehöhlten Fläche anliegen und dementsprechend nur kleine Kräfte übertragen können.

d) Rundkeile, die kreisförmigen Querschnitt haben und zur Hälfte in der Welle, zur Hälfte in der Nabe sitzen.

Besondere Formen sind die von Römmele, Freiburg i. B., mit Rinnen an der Sohle und der Scheitelfläche (e Fig. 60), wodurch die Flächenpressung erhöht wird und die Keile mit abgerundeter Scheitelfläche (f Fig. 60), welche die Nabe weniger schwächen als Keile mit scharfen Ecken.

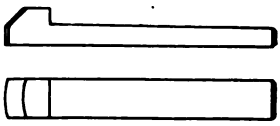


Fig. 61.

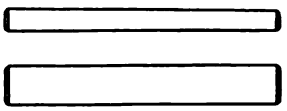


Fig. 62.

Der Anzug der Längskeile ist stets einseitig, meist 1 : 100.

Um die Keile leichter wieder heraustreiben zu können, versieht man dieselben mit einer Nase. Fig. 61 zeigt einen Nasenkeil, Fig. 62 einen Keil ohne Nase.

Muß man zwei Keile zur Befestigung einer Nabe verwenden, so versetzt man dieselben meist um 120°.

Um die Nabe möglichst wenig zu schwächen, setzt man den Keil gewöhnlich unter einen Arm des Rades.

Die Breite b des Keiles nimmt man, wenn d der Wellendurchmesser ist,

$$b = 0{,}2\,d + 0{,}5 \text{ cm},$$

die Höhe bei versenkten Keilen $h = 0{,}6\,b$, bei Flächenkeilen und Hohlkeilen $h = 0{,}5\,b$, den Durchmesser von Rundkeilen $\delta = 0{,}2\,d$.

Eine besondere Art von Keilen sind die Tangentialkeile, welche vorzugsweise zur Befestigung einseitig offener Naben verwendet werden und aus zwei Paaren derartig gegeneinander getriebener Keile bestehen, daß die Anzugskraft tangential zum Wellenumfang wirkt. (Fig. 64.) Üblige Verhältnisse der Tangentialkeile sind

$$b = 0{,}25\,d \qquad h = 0{,}25\,b = \frac{d}{16}.$$

(Keiltafel und Abmessungen der Keilschablone siehe im Anhang.)

c) Höhenkeile.

Bei diesen wirkt die Kraft parallel zur Längsachse des Keiles, sie währen deshalb nur Kräften gegenüber, die ihrem Anzuge entgegenrken, größere Sicherheit (Fig. 63).

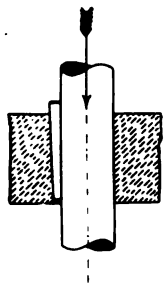


Fig. 63.

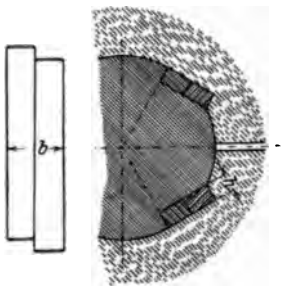


Fig. 64.

Keilsicherungen.

Dieselben werden hauptsächlich bei Stellkeilen, aber auch bei Betigungskeilen verwendet. Sie bestehen meist in einer Schraube, mit r man den Keil festzieht (Fig. 212), oder in einem vorgesteckten Splint.

II.

Maschinenelemente der drehenden Bewegung.

A. Zapfen.

Zapfen sind Drehkörper, welche, umschlossen von entsprechend geformten Hohlkörpern, die Drehung desjenigen Maschinenteils, dem sie oder die letzteren (die Lager, Büchsen oder Naben) angehören, ermöglichen.

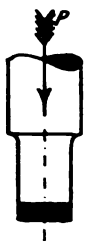


Fig. 65.

Fällt die Richtung des Zapfendruckes, d. i. des Druckes zwischen Zapfen und Lager, zusammen mit der Drehungsachse (Fig. 65), so heißt der Zapfen Spurzapfen, schneidet der Zapfendruck die Achse senkrecht: Tragzapfen (Fig. 66). Bildet ein Tragzapfen das Ende einer Welle, so nennt man ihn Stirnzapfen (Fig. 66), andernfalls Halszapfen (Fig. 67).

Bei Berechnung der Zapfen ist zu berücksichtigen:

1. daß genügende Sicherheit gegen Abbrechen und für gleichmäßiges Aufliegen auf der ganzen Länge der Lagerschale vorhanden ist;

2. daß die Pressung zwischen Zapfen und Lager nicht zu groß wird, da sich sonst das Schmiermaterial nicht zwischen den gleitenden Flächen halten kann und infolgedessen Reibung und Abnutzung sehr groß werden, auch die Gefahr des Auffressens eintritt;

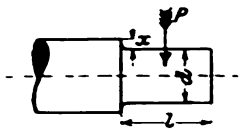


Fig. 66.

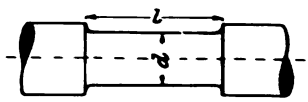


Fig. 67.

3. daß der sich in Wärme umsetzende Teil der Reibungsarbeit nicht größer wird als die Wärmemenge, die durch Abkühlung dem Zapfen in der gleichen Zeit entzogen wird. (Wenn nötig, ist künstliche Kühlung anzuwenden.)

1. Tragzapfen.

Der erste der oben angegebenen Gesichtspunkte erfordert, wenn P
:r größte Zapfendruck ist,

$$P\frac{l}{2} = \frac{d^3}{10} \cdot k_b, \quad \ldots \ldots \ldots \quad (1)$$

:r zweite

$$P = p\,l\,d, \quad \ldots \ldots \ldots \quad (2)$$

obei k_b = zulässige Biegungsspannung,
p = zulässige Flächenpressung zwischen Zapfen und Lagerschale
:.

Aus der ersten Gleichung ergibt sich

$$P = \frac{d^3 k_b}{5\,l};$$

tzt man dies dem zweiten Werte von P gleich, so erhält man

$$\frac{d^3 k_b}{5\,l} = p\,l\,d$$

d hieraus

$$\frac{l}{d} = \sqrt{\frac{k_b}{5p}}.$$

Für den hohlen Zapfen gilt nach Forderung (1)

$$P\frac{l}{2} = \frac{D^4 - d^4}{10\,D} \cdot k_b,$$

mmt man dabei z. B. $d = 0{,}6\,D$,

$$P\frac{l}{2} = 0{,}087\,D^3 k_b.$$

Hieraus ergibt sich

$$\frac{0{,}174\,D^3 k_b}{l}\,\frac{}{} = p\,l\,D$$

id

$$\frac{l}{D} = \sqrt{\frac{0{,}174\,k_b}{p}}.$$

Ist das Verhältnis $\frac{d}{D}$ ein anderes, so hat man für 0,174 zu setzen

$$2\left[1 - \left(\frac{d}{D}\right)^4\right].$$

Da diese Formeln für $\frac{l}{d}$ durch Kombination der beiden Forderun-
n (1) und (2) entstanden sind, so genügt ein Zapfen, der diesem Ver-

hältnis und einer der Gleichungen (1) oder (2) entspricht, zugleich auch der anderen.

Da die Kraftrichtung in der Regel wechselt, kann man nehmen für

Flußstahl	400	bis	500	kg/qcm
Fluß- und Schweißeisen	300	-	400	-
Gußeisen	150	-	250	-
Stahlguß	250	-	350	-

Die zulässige Flächenpressung p ist von sehr verschiedenartigen Einflüssen abhängig, für normale Verhältnisse gilt:

Tiegelgußstahl, gehärtet, auf Gußstahl, gehärtet, laufend	p	bis zu	150	kg/qcm
Tiegelgußstahl, gehärtet, auf Bronze	p	bis zu	90	kg/qcm
Tiegelgußstahl, ungehärtet, auf Bronze . . .	p	bis zu	60	kg/qcm
Fluß- oder Schweißeisen mit glatter, dichter Oberfläche auf Bronze	p	bis zu	40	kg/qcm
Schweißeisen mit nicht ganz reiner Oberfläche oder Gußeisen auf Bronze	p	bis zu	30	kg/qcm
Schweißeisen auf Gußeisen	p	bis zu	25	kg/qcm
Fluß- oder Schweißeisen auf Pockholz bei Wasserschmierung	p	bis zu	25	kg/qcm

Je vollkommener die Gleitflächen gearbeitet sind, je größer die Sicherheit für dauernd richtige Lage des Zapfens und der Lagerschale ist, je kürzer die Betriebsdauer, je niedriger der mittlere Zapfendruck gegenüber dem größten und je vollkommener die Schmierung ist, um so höher wird man p wählen dürfen. Ebenso kann man p höher wählen, wenn die Richtung des Zapfendruckes wechselt, da dann die Ölzufuhr leichter ist und die Abnützung sich über die ganze Oberfläche verteilt; läuft jedoch der Zapfen in einem Raume mit höherer Temperatur, so ist p niedriger zu wählen. Je größer man p annimmt, um so größer wird die Abnützung.

Unter Berücksichtigung dieser Gesichtspunkte ergeben sich folgende Sonderwerte für p:

Für die Zapfen von Seil- und Kettenrollen, welche sich nur unterbrochen drehen und bei denen es auf größere Reibung und Abnutzung nicht ankommt, kann man das Doppelte bis Dreifache obiger Werte nehmen.

Für die Kurbel- und Kreuzkopfzapfen normaler Dampfmaschinen (Gußstahl auf Bronze) kann man bei sorgfältiger Ausführung und Schmierung p = 60 bis 70 bezw. 80 bis 90 kg/qcm nehmen, für schnelllaufende Maschinen etwa $^2/_3$ dieser Werte. für die Zapfen der Schwungradwelle p = 15 bis 16 kg/qcm.

Bei Lokomotiven geht man, größere Abnützung in Kauf nehmend, bis p = 100 bis 150 kg/qcm und höher (Gußstahl in Weißmetalllagern), da hier die Zapfen durch den starken Luftzug gekühlt werden. Bei Maschinen zum Lochen und Abscheren, bei welchen die Geschwindigkeit gering ist und der größte Zapfendruck nur kurze Zeit wirkt, geht man bis über 200 kg/qcm.

Mit Rücksicht auf den dritten der oben angegebenen Gesichtspunkte muß

$$l \geq \frac{P \cdot n}{w} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (3)$$

sein, wobei n die Tourenzahl, P der mittlere Zapfendruck, w ein Erfahrungswert ist, welcher um so kleiner, je größer der Reibungskoeffizient, und um so größer, je besser die Wärmeabführung ist, im übrigen um so größer genommen werden kann, je kleiner die Flächenpressung p ist.

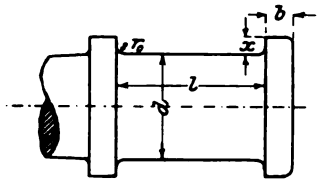


Fig. 68.

Man findet bei bewährten Ausführungen:

bei normalen Betriebsdampfmaschinen

beim Kurbelzapfen	w = 40 000 bis 90 000
bei den Zapfen der Schwungrad- und Kurbelwelle	w = 15 000 bis 40 000

bei Eisenbahnwagenachsen

Personenwagen	w bis 80 000
Laufachsen dreiachsiger Lokomotiven bei Schnellzugsgeschwindigkeit	w bis 150 000
bei den äußeren Kurbelzapfen der Lokomotiven . . .	w bis 250 000

Die angegebenen Höchstwerte sind jedoch nur unter außergewöhnlich günstigen Umständen (geringe Zapfenlänge, wirksame Wärmeableitung, geringe Flächenpressung, besonders sorgfältige Schmierung) zulässig und bringen dabei immer noch die Gefahr mit sich, daß bei geringen Unregelmäßigkeiten im Betriebe Heißlaufen des Zapfens eintritt.

Bei der Berechnung eines Zapfens hat man zunächst das Verhältnis $\frac{l}{d}$ zu bestimmen, dann aus der Gleichung $P = p\,l\,d$ den Durch-

messer d, indem man l nach dem vorher berechneten Verhältnis einsetzt. Hierauf hat man zu prüfen, ob $l \geqq \frac{P \cdot n}{w}$ ist. Ist dies nicht der Fall, so berechnet man l aus der letzten Gleichung und dann d aus der Festigkeitsgleichung.

Die Schulterhöhe des Zapfens nimmt man

$$x = \frac{d}{16} + 5 \text{ mm bis } \frac{d}{10} + 5 \text{ mm},$$

die Bundbreite $b = x$ bis $1{,}5\,x$ (Fig. 68).

Die Berechnung soll an folgenden Beispielen gezeigt werden:

1. Beispiel: Es soll der Kurbelzapfen einer Dampfmaschine, welche 80 Umdrehungen in der Minute macht, berechnet werden. Der größte Zapfendruck sei 9000, der mittlere 7000 kg.

Nach den vorhergehenden Angaben kann man $k_b = 500$ kg/qcm, $p = 60$ kg/qcm, $w = 40\,000$ nehmen, dann ergibt sich

$$\frac{l}{d} = \sqrt{\frac{k_b}{5p}} = \sqrt{\frac{500}{5 \cdot 60}} \sim 1{,}3$$

$$P = p\,l\,d = p\,1{,}3\,d^2$$

$$9000 = 60 \cdot 1{,}3\,d^2$$

$$d = \sqrt{\frac{9000}{1{,}3 \cdot 60}} = 10{,}7 \text{ cm} \sim 11 \text{ cm}$$

$$l = 1{,}3\,d = 1{,}3 \cdot 11 = \sim 14{,}5 \text{ cm}$$

Die Gleichung (3) ergibt

$$l > \frac{7000 \cdot 80}{40\,000} = 14,$$

ist also mit $l = 14{,}5$ erfüllt.

2. Beispiel: Der Zapfen einer durch ein schweres Rad belasteten Stahlwelle hat einen nur geringen Schwankungen unterworfenen, immer gleichgerichteten Druck von 6000 kg auszuhalten. Die Welle macht 70 Touren pro Minute. $w = 15\,000$; $k_b = 400$ kg/qcm; $p = 60$ kg/qcm.

$$\frac{l}{d} = \sqrt{\frac{400}{5 \cdot 60}} = \sim 1.2$$

$$P = p\,l\,d = p \cdot 1{,}2\,d^2$$

$$d = \sqrt{\frac{P}{1.2p}} = \sqrt{\frac{6000}{72}} = 9.2 \text{ cm}$$

$$l = 1.2 \cdot 9.2 = 11 \text{ cm}$$

Dagegen gibt Gleichung (3)

$$l = \frac{P\,n}{w} = \frac{6000 \cdot 70}{15\,000} = 28 \text{ cm}$$

Da dieser Wert größer ist, so hat man dem Zapfen diese Länge zu geben und den Durchmesser nach dieser Länge zu berechnen aus der Gleichung:

$$P\,\frac{l}{2} = \frac{d^3}{10}\,k_b$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{10\,P \cdot l}{2\,k_b}} = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot 3000 \cdot 28}{2 \cdot 400}} = 13 \text{ cm}.$$

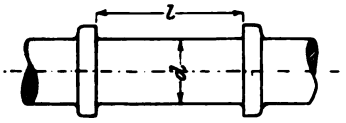


Fig. 69.

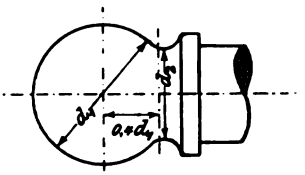


Fig. 70.

Die Abmessungen des Anlaufs (Schulter, Bund) können nach Tabelle 5 (s. Anhang) genommen werden (Fig. 68).

Der Halszapfen. Der Durchmesser der Halszapfen ist gewöhnlich gleich dem Wellendurchmesser (Fig. 69), die Länge muß den Formeln

$$P = p\,l\,d$$

und

$$l > \frac{P \cdot n}{w}$$

genügen.

Der kugelförmige Tragzapfen (Fig. 70). Wo zu befürchten ist, daß die gegenseitige Lage von Zapfen und Lager nicht genau aufrecht erhalten werden kann, verwendet man kugelförmige Tragzapfen. Dieselben sind jedoch nur dann vorteilhafter als zylindrische, wenn die Kugelform äußerst genau gearbeitet ist.

Man nimmt mit Rücksicht auf Forderung (2)

$$d_1 = \sqrt{\frac{P}{40}},$$

mit Rücksicht auf Forderung (3)

$$d_1 > \frac{P\,n}{30\,000}.$$

Mit k_b kann man (Gußstahl gehärtet), um den Durchmesser d_1 niedrig zu halten, bis 650 kg/qcm gehen und erhält dann

$$P \cdot 0.4\, d_1 = \frac{d_2^3}{10} \cdot 650,$$

wobei $0{,}4\, d_1$ der Hebelarm des Zapfendruckes ist.

Kombiniert man diese Gleichung mit der ersten, so erhält man

$$0.4\, d_1 \cdot d_1^2 40 = \frac{d_2^3}{10} 650$$

$$d_2 = d_1 \sqrt[3]{0{,}25} = \sim \frac{5}{8} d_1.$$

2. Spurzapfen.

Bei der Berechnung der Spurzapfen hat man von denselben Gesichtspunkten auszugehen, wie bei den Tragzapfen.

Die Pressung zwischen Zapfen und Lager wird hier um so größer, je kleiner die Geschwindigkeit ist, mit der die sich berührenden Teile aufeinandergleiten, wächst also nach der Mitte zu. Das Schmiermittel würde deshalb schwer nach der Mitte zu vordringen, weshalb man diese Zapfen von der Mitte aus schmiert, ev. das Schmiermittel durch Druck mittels Pumpe zwischen den Berührungsflächen hindurchpreßt. Die Wahl der Werte von p und w ist deshalb in erster Linie von der Vollkommenheit der Schmierung abhängig.

Der ebene Spurzapfen (Fig. 71). Nach Forderung (2) muß sein:

$$P = p \frac{\pi d^2}{4}.$$

Bei genauen Rechnungen ist die Verminderung der Auflagerflächen durch die Schmiernuten (10 bis 20%) zu berücksichtigen.

Forderung (3) wird erfüllt, wenn

$$d \geq \frac{P \cdot n}{w}$$

ist, wobei man w bei Spurlagern für Triebwerke = 40000 nimmt. Bei Turbinen darf man, wenn an der Mantelfläche keine Reibung auftritt, höher gehen, jedoch möglichst nicht über 125000.

Für p kann man die bei den Tragzapfen gegebenen Werte nehmen. Bei Turbinen verwendet man neuerdings vielfach Tiegelgußstahlzapfen, welche auf dichtem harten Gußeisen laufen, wobei man anscheinend auch bis p = 90 gehen kann. Auch Spurzapfen von Eichen- und Pockholz gelangen zur Verwendung. Man läßt entweder das Eichenholz mehrere Monate in Öl liegen oder verwendet grünes Eichenholz und kocht es 20 Stunden lang in Öl. Bei 8 bis 20 kg/qcm Belastung sollen die

Zapfen ohne besondere Schmierung im Wasser laufen und bis 15 Jahre Betriebsdauer aufweisen.

Bei der Berechnung eines Spurzapfens sucht man den Durchmesser aus der Gleichung

$$d \geqq \frac{P \cdot n}{w}$$

und prüft dann, ob der aus

$$P = p \frac{\pi d^2}{4}$$

sich ergebende Wert von p unter der zulässigen Pressung liegt.

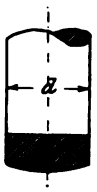


Fig. 71.

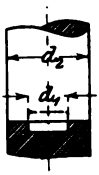


Fig. 72.

Beispiel: Der gehärtete Gußstahlzapfen einer senkrecht stehenden Triebwerkswelle, welche 100 Touren pro Minute macht, ist zu berechnen. Der Zapfendruck soll 4000 kg betragen.

$$d \geqq \frac{P \cdot n}{w} = \frac{4000 \cdot 100}{40\,000} = 10 \text{ cm}$$

$$p = \frac{P}{\frac{\pi d^2}{4}} = \frac{4000}{78{,}5} = 51 \text{ kg/qcm}.$$

Da p bis 90 kg/qcm betragen darf, ist dieser Wert zulässig.

Der ringförmige Spurzapfen (Fig. 72). Hier muß sein:

$$P = p \left(\frac{\pi d_2^2}{4} - \frac{\pi d_1^2}{4} \right)$$

und

$$d_2 - d_1 \geqq \frac{P \cdot n}{w}.$$

Bedingt der Zapfendruck eine sehr große Ringfläche, so verwendet man einen Kammzapfen (Fig. 73), d. h. man läßt den Zapfen in mehreren übereinander liegenden Ringen laufen. Die Ringbreite der Kammzapfen macht man 0,1 bis 0,15 d_1. Da es schwierig ist, alle Ringe gleichmäßig zur Auflage zu bringen, so darf man p höchstens halb so groß wählen als für gewöhnliche Spurzapfen. Auch die Wärmeableitung ist schwieriger als beim gewöhnlichen Spurzapfen, man nimmt deshalb $w < 20000$.

Der kugelförmige Spurzapfen (Fig. 74). Man berechnet denselben nach der Formel

$$P = p_1 d^2,$$

wobei man einsetzt

für $\alpha = 90°$ $\quad p_1 = 0{,}5\ p$
- $\alpha = 180°$ $\quad p_1 = 0{,}7\ p$.

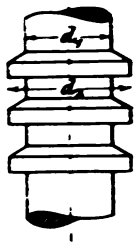


Fig. 73.

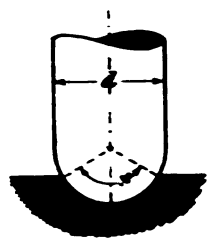


Fig. 74.

Das Schmiermaterial. Dasselbe dient zur Verringerung der Reibung, indem es sich zwischen Zapfen und Lagerschale drängt und so, eine direkte Berührung derselben verhindernd, die Reibung fester Körper durch die viel geringere einer Flüssigkeitsschicht auf der anderen ersetzt (Zapfen und Lagerschale bedecken sich mit einer Schmiermittelschicht). Damit das Schmiermaterial diese Aufgabe erfüllen kann, muß es so fest an den gleitenden Flächen haften, daß es weder durch die gegenseitige Pressung noch durch die Bewegung derselben noch durch Verdunsten entfernt wird. Das Schmiermittel muß deshalb an den festen Körpern stärker haften als die Flüssigkeitsteilchen aneinander, es muß schlüpfrig sein. Die Reibung ist um so geringer, je dünnflüssiger das Schmiermittel ist, doch wird dasselbe dann auch leichter durch die gegenseitige Pressung der sich reibenden Teile verdrängt werden, übrigens ist auch zu berücksichtigen, daß dasselbe bei steigender Temperatur dünnflüssiger wird. Endlich muß es rein von fremden mechanischen und chemischen Beimengungen, insbesondere Säuren sein und genügende Beständigkeit gegenüber Dickwerden, Verharzen, Eintrocknen, Sauerwerden u. s. w. haben.

Diesen Anforderungen genügen am besten die Mineralöle.

B. Achsen und Wellen.

Unter Achsen versteht man mit Zapfen versehene, sich drehende oder schwingende Träger von Maschinenteilen. Haben dieselben zugleich ein Drehmoment zu übertragen, so nennt man sie Wellen.

1. Achsen.

Die Teile, in denen die Achse gelagert ist, nennt man Zapfen, die Belastungsstellen Achsenköpfe, das Stück zwischen Zapfen und Achsenkopf Schenkel, das zwischen zwei Achsenköpfen Schaft.

Zur Herstellung der Achsen verwendet man Schmiedeeisen, Stahl, Gußeisen, Eichen-, Buchen- oder Kiefernholz.

Die Achsen sind auf Biegung beansprucht, ist M_b das Biegungsmoment (das Produkt aus biegender Kraft und Hebelarm derselben, bezw. die Summe dieser Produkte) so muß sein:

$$M_b = \frac{d^3}{10} \cdot k_b \text{ für kreisförmigen Querschnitt,}$$

$$M_b = \frac{D^4 - d^4}{10\,D} \cdot k_b \text{ für ringförmigen Querschnitt,}$$

$$M_b = \frac{1}{6\,h}\,[h\,b^3 + b\,(h^3 - b^3)]\,k_b \text{ für kreuzförmigen Querschnitt (Fig. 75).}$$

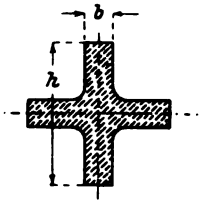


Fig. 75.

Ringförmiger und kreuzförmiger Querschnitt kommen hauptsächlich für gußeiserne Achsen in Verwendung. Bei ringförmigem Querschnitt nimmt man gewöhnlich $d = 0{,}6\ D$ und erhält dann

$$M_b = \frac{D^4 - (0{,}6\ D)^4}{10\,D} \cdot k_b = 0{,}087\ D^3\ k_b .$$

Für k_b kann man, da die Kraftrichtung meist vollständig wechselt, setzen:

für Flußstahl	k_b =	400 bis	500	kg/qcm
- Fluß- und Schweißeisen .	- =	300 -	400	-
- Stahlguß	- =	250 -	350	-
- Gußeisen	- =	130 -	250	-
- Eichenholz	- =		60	-

Wechselt die Kraftrichtung nicht vollständig, so kann man k_b höher wählen.

Das Biegungsmoment M_b ist das Produkt aus der biegenden Kraft und dem Hebelarm derselben. Sind mehrere biegende Kräfte vorhanden,

so hat man dafür die Summe dieser Produkte zu nehmen, wobei die in entgegengesetzter Richtung biegenden Momente mit entgegengesetztem Vorzeichen zu setzen, also abzuziehen sind.

Als Beispiel soll die Berechnung der in Fig. 76 skizzierten gleichschenkligen Achse dienen. Betreffs Bestimmung der Biegungsmomente für andere Belastungsfälle muß auf die Festigkeitslehre verwiesen werden.

Als Material soll Tiegelgußstahl Verwendung finden, die Zapfen sollen ungehärtet sein. Man kann dann nach den unter Zapfen gegebenen Tabellen $p = 60$ kg/qcm; $k_b = 500$ kg/qcm nehmen und erhält dann

$$\frac{l}{d_1} = \sqrt{\frac{k_b}{5\,p}} = \sqrt{\frac{500}{5 \cdot 60}} = 1{,}3.$$

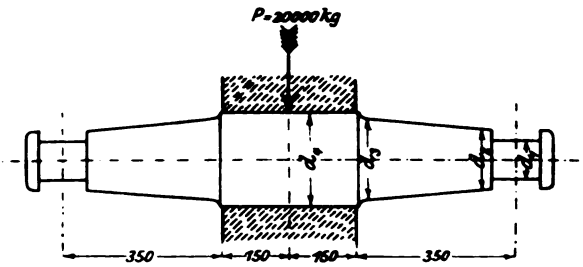


Fig. 76.

Da die Belastung in der Mitte der Achse wirkt, bekommt jeder Zapfen den Zapfendruck $\frac{P}{2}$, folglich ist

$$\frac{P}{2} = p\,l\,d_1 = p\,1{,}3\,d_1^2$$

$$10\,000 = 60 \cdot 1{,}3\,d_1^2: \qquad d_1 = \sqrt{\frac{10\,000}{1{,}3 \cdot 60}} = 11{,}3 \text{ cm} \sim 11{,}5 \text{ cm},$$

womit sich ergibt

$$l = 1{,}3\,d_1 = 1{,}3 \cdot 11{,}5 = 15 \text{ cm}.$$

Die Schulterhöhe des Zapfens ist

$$x = \frac{d}{16} + 5 \text{ mm} = 12{,}5 \text{ mm}.$$

also

$$d_2 = d_1 + 2\,x = 11{,}5 + 2 \cdot 1{,}25 = 14 \text{ cm}.$$

Der Durchmesser d_3 ergibt sich aus

$$10\,000 \cdot 35 = \frac{d_3^3}{10} \cdot 500$$

zu

$$d_3 = \sqrt[3]{7000} = 19{,}2 \text{ cm}$$

und ebenso d_4 aus

$$10\,000 \cdot 50 = \frac{d_4^3}{10} \cdot 500$$

zu

$$d_4 = \sqrt[3]{10\,000} = 21{,}5 \text{ cm}.$$

Diesen Durchmesser muß man der Schwächung durch die Keilnut wegen um 5 bis 10 mm größer nehmen, also etwa

$$d_4 = 22{,}5 \text{ cm}.$$

2. Wellen.

Die Wellen haben die Aufgabe, mechanische Arbeit von einem Orte zum anderen zu übertragen, und werden dabei auf Verdrehung beansprucht. Außerdem wirken aber sowohl das Eigengewicht als auch das Gewicht der Riemenscheiben, Zahnräder, Kupplungen, der Riemenzug u. s. w. biegend an der Welle.

Bei gewöhnlichen Transmissionswellen kann man die biegenden Kräfte vernachlässigen, oder durch 10 bis 20 % Aufschlag berücksichtigen. Solche Wellen, die dann nur auf Verdrehung zu berechnen sind, nennt man reine Wellen.

Für diese gilt:

$$M_d = \frac{d^3}{5} \cdot k_d \text{ bei vollem kreisförmigen Querschnitt,}$$

$$M_d = \frac{D^4 - d^4}{5\,D} \cdot k_d \text{ bei ringförmigem Querschnitt.}$$

Das Drehmoment M_d ist das Produkt aus der verdrehenden Kraft und dem Hebelarme (Abstand der Kraft von der Wellenmitte) derselben. (Siehe Festigkeitslehre.)

Das Material der Wellen ist Schmiedeeisen oder Stahl, nur ausnahmsweise Gußeisen oder Holz.

Für k_d kann man, wenn das Drehmoment zwischen Null und einem Höchstwert schwankt, nehmen:

für	Flußstahl	600	bis	800	kg/qcm
-	Flußeisen	400	-	560	-
-	Schweißeisen	240	-	320	-
-	Gußeisen	160	-	200	-
-	Stahlguß	320	-	560	-

Bei gleichbleibendem Drehmoment kann man das 1,5 fache, bei einem zwischen zwei gleich großen, aber entgegengesetzt gerichteten Höchstwerten schwankenden Moment das 0,5 fache dieser Werte setzen. Bei auftretenden Stößen ist k_d noch niedriger zu wählen, bei anderen als den angegebenen Schwankungen zwischen den gegebenen Grenzwerten einzuschätzen.

Für Wasserradwellen aus Eichenholz setzt man

$$k_d = 50 \text{ bis } 60 \text{ kg/qcm}.$$

Ist statt des Drehmomentes die Anzahl der zu übertragenden Pferdestärken N und die Tourenzahl n der Welle gegeben, so ergibt sich:

$$75\,N = \frac{P \cdot r \cdot 2\pi n}{100 \cdot 60} = \frac{M_d\, 2\pi n}{6000} = \frac{M_d\, \pi n}{3000}$$

(für r ist $\frac{r}{100}$ zu setzen, da im Drehmoment M_d der Radius r in cm zu setzen ist, 75 N aber die Arbeit in mkg bedeutet.)

Hieraus ergibt sich

$$M_d = \frac{3000 \cdot 75 \cdot N}{\pi \cdot n}.$$

Setzt man diesen Wert in die frühere Gleichung ein, so erhält man

$$\frac{3000 \cdot 75 \cdot N}{\pi n} = \frac{d^3}{5} \cdot k_d$$

und hieraus

$$d = \sqrt[3]{\frac{360\,000}{k_d} \cdot \frac{N}{n}}.$$

Bei normalen Transmissionswellen von gewöhnlichem Walzeisen berücksichtigt man die auftretenden Biegungsmomente, wenn man k_d = 120 kg/qcm setzt, man erhält dann

$$d = \sqrt[3]{3000 \frac{N}{n}}.$$

Der Durchmesser wird also um so kleiner, je größer die Tourenzahl ist. Man nimmt dieselbe bei langsam gehenden Arbeitsmaschinen 100 bis 150 Touren/Min., bei schnellgehenden Arbeitsmaschinen 250 bis 400 Touren/Min.

Lange Wellen sind so zu berechnen, daß die Verdrehung einen gewissen Wert nicht übersteigt. Gewöhnlich fordert man, daß dieselbe pro laufenden Meter $^1/_4{}^0$ nicht überschreiten soll und macht dann bei schmiedeeisernen Wellen

$$d = 12 \sqrt[4]{\frac{N}{n}} \quad \text{oder} \quad d = 0{,}734 \sqrt[4]{M_d}.$$

Der Durchmesser einer Stahlwelle ist 0,85, der einer Holzwelle 2,5 und der einer gußeisernen Welle 1,25 mal so groß als der Durchmesser der schmiedeeisernen Welle zu nehmen.

Bei Transmissionswellen ist die richtige Lagerentfernung von Wichtigkeit, da sonst durch das Eigengewicht der Welle und das Gewicht der Kupplungen, Riemenscheiben und dergleichen unzulässige Biegungen auftreten.

Bei einer an den Enden frei gelagerten Welle macht man die Lagerentfernung

$$l = 100 \sqrt{d},$$

will man starker Belastung der Welle Rechnung tragen

$$l = 110 \sqrt[3]{d},$$

bei einem sich nach beiden Seiten über die Lager hinaus fortpflanzenden Wellenstrange

$l = 125 \sqrt{d}$ bei normaler Belastung

und $l = 135 \sqrt[3]{d}$ bei starker Belastung.

Bei Anlage eines langen Wellenstranges muß die Ausdehnung bei Temperaturerhöhung berücksichtigt werden, die man für etwa 40° C. Temperaturschwankung berechnen muß. Dieselbe beträgt für 1° C. Temperaturschwankung

für Schweiß- und Flußeisen $^1/_{70000}$ bis $^1/_{80000}$
- Stahl . . . . . $^1/_{80000}$ - $^1/_{90000}$
- Gußeisen . . . . . $^1/_{90000}$

der ursprünglichen Länge.

Bezeichnet man diesen Koeffizienten mit α, so muß eine Längenänderung von

$$40\,\alpha \cdot l$$

ohne Verbiegungen der Welle oder der Lager möglich sein, weshalb man Ausdehnungskupplungen einschalten muß.

Wellen, bei denen bedeutende Biegungsmomente auftreten (Kurbelwelle der Dampfmaschine u. dergl.) nennt man gemischte Wellen. Diese berechnet man nach der Formel

$$\frac{d^3}{10} \cdot k_b = 0{,}35\, M_b + 0{,}65 \sqrt{M_b^2 + (\alpha_0 M_d)^2},$$

wobei M_b das Biegungsmoment, M_d das Drehmoment und $\alpha_0 = \frac{k_b}{1{,}3\, k_d}$ ist. Der letztere Wert wird gewöhnlich nahezu gleich 1.

Die die Welle beanspruchenden Kräfte wechseln in der Regel ihre Richtung vollständig, man kann deshalb für k_b die für Zapfen gegebenen Werte nehmen.

Beispiel: Es soll die Kurbelwelle für eine liegende Dampfmaschine berechnet werden, der Kurbelzapfendruck beträgt 8000 kg, das Schwungradgewicht 9000 kg, der Kurbelhalbmesser 450 mm, die Tourenzahl 60 pro Minute. Die anderen Maße sind Fig. 77 zu entnehmen.

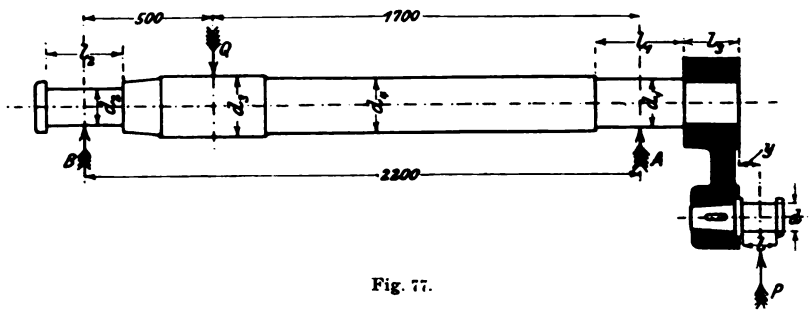


Fig. 77.

Die Dimensionen des Kurbelzapfens ergeben sich mit $k_b = 500$ kg/qcm, $p = 60$ kg/qcm wie folgt:

$$\frac{l}{d} = \sqrt{\frac{k_b}{5\,p}} = \sqrt{\frac{500}{300}} = 1{,}3$$

$$P = p\,l\,d = p\,1{,}3\,d^2$$

$$d = \sqrt{\frac{P}{1{,}3\,p}} = \sqrt{\frac{8000}{78}} = \sim 10 \text{ cm}$$

$$l = 1{,}3\,d = 1{,}3 \cdot 10 = 13 \text{ cm}.$$

Setzt man $y = \frac{l}{2} + 0{,}5 = 7$ cm; $l_3 = d_1$ und $l_1 = 1{,}8\,d_1$, so ergibt sich

$$M_b = 8000\,(7 + d_1 + 0{,}9\,d_1) = 8000\,(7 + 1{,}9\,d_1)$$

$$M_d = 8000 \cdot 45.$$

Für Flußstahl als Material der Welle kann man, da die Biegungsbelastung zwischen gleichgroßen und entgegengesetzt gerichteten Höchstwerten, die Drehungsbeanspruchung annähernd zwischen 0 und dem Höchstwerte schwankt, wählen

$$k_b = 600 \text{ kg/qcm}: \quad k_d = 450 \text{ kg/qcm},$$

somit wird

$$\alpha_0 = \frac{600}{1{,}3 \cdot 450} = \sim 1.$$

Man berechnet jetzt M_d und, indem man probeweise $d_1 = 1{,}8\,d$ bis $2\,d$ setzt, in unserem Falle also etwa 20 cm, auch M_b, nunmehr kann man aus der Formel

$$\frac{d_1^3}{10} \cdot 600 = 0{,}35\,M_b + 0{,}65\sqrt{M_b^2 + M_d^2}$$

den Durchmesser d_1 berechnen und erhält

$$\frac{d_1^3}{10} \cdot 600 = 0{,}35 \cdot 360\,000 + 0{,}65\sqrt{360\,000^2 + 360\,000^2}$$

(M_b und M_d werden, wenn $d = 20$ cm angenommen wird, zufällig einander gleich.)

$$d_1 = \sqrt[3]{7647{,}5} = \sim 19{,}5 \text{ cm}.$$

Weicht der für d_1 erhaltene Wert viel von dem bei der Berechnung von M_b schätzungsweise eingeführtem Werte ab, so muß man d_1 aufs neue einschätzen und die Rechnung nochmals durchführen.

Die Länge l_1 wird nun

$$l_1 = 1{,}8\,d_1 = 1{,}8 \cdot 19{,}5 = \sim 35 \text{ cm}.$$

Den Auflagerdruck im Kurbellager berechnet man aus der Gleichung

$$8000\,(7 + 19{,}5 + \tfrac{35}{2} + 220) = A_h \cdot 220$$

zu

$$A_h = \frac{8000 \cdot 264}{220} = 9600 \text{ kg}.$$

Dieser Höchstwert des Lagerdruckes gilt für die Totpunktstellung, wirkt also bei liegender Maschine in wagrechter Richtung. Außerdem erfährt das Lager einen vom Schwungradgewicht herrührenden senkrechten Druck, der sich, da dasselbe 9000 kg genommen werden soll, ergibt zu

$$A_v = \frac{9000 \cdot 50}{220} = \sim 2050 \text{ kg}.$$

Hiernach ergibt sich nach dem Satz vom Parallelogramm der Kräfte ein resultierender Druck:

$$A = \sqrt{9600^2 + 2050^2} = \sim 9800 \text{ kg}.$$

Die Flächenpressung wird dann

$$p = \frac{P}{l\,d} = \frac{9800}{35 \cdot 19{,}5} = \sim 15 \text{ kg},$$

ist also nach dem, was unter „Zapfen“ angeführt wurde, zulässig.

Es ist nun noch zu prüfen, ob

$$l_1 \geqq \frac{P \cdot n}{w}$$

ist, wobei man $w = 15000$ bis 40000 setzen kann und für P den mittleren Zapfendruck einzuführen hat. Setzt man zur größeren Sicherheit den Höchstwert des Zapfendruckes und $w = 20000$, so ergibt sich

$$l_1 \geqq \frac{9800 \cdot 60}{20000} = \sim 30 \text{ cm}.$$

Dieser Forderung ist also mit $l_1 = 35$ cm reichlich Genüge geleistet.

Der Zapfen B erhält einen horizontalen Druck

$$B_h = \frac{8000 \cdot 44}{220} = 1600 \text{ kg}$$

und einen vertikalen Druck

$$B_v = \frac{9000 \cdot 170}{220} = \sim 7000 \text{ kg}.$$

Der resultierende Zapfendruck beträgt dann

$$B = \sqrt{1600^2 + 7000^2} = 7180 \backsim 7200 \text{ kg}.$$

Unter denselben Annahmen wie oben muß dann sein

$$l_2 \geqq \frac{7200 \cdot 60}{15000} = 28{,}8 \backsim 30 \text{ cm},$$

wobei für w der niedrigste Wert 15000 gewählt ist, weil der Zapfendruck hier vorwiegend vom Schwungradgewicht herrührt, seine Richtung also nicht wechselt.

Man findet dann den Durchmesser d_2 aus

$$\frac{d_2^3}{10} \cdot 600 = 7200 \frac{l_2}{2} = 7200 \cdot 15$$

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{7200 \cdot 15}{60}} = \backsim 13 \text{ cm},$$

hierbei wird die Flächenpressung

$$p = \frac{P}{l\,d} = \frac{7200}{30 \cdot 13} = \backsim 18 \text{ kg/qcm}.$$

Da man (siehe Zapfen) nicht gern über 16 kg/qcm hinausgeht, kann man den Durchmesser etwas vergrößern und

$$d = \frac{P}{p\,l} = \frac{7200}{16 \cdot 30} = 15 \text{ cm}$$

nehmen.

Den Wellendurchmesser d_3 an der Stelle, an welcher das Schwungrad sitzt, kann man aus dem Biegungsmoment

$$M_b = 7200 \cdot 50 = 360\,000$$

und dem Drehmoment

$$M_d = 8000 \cdot 45 = 360\,000$$

berechnen, würde also für d_3 denselben Wert erhalten wie für d_1, der Schwächung durch die Keilnut wegen erhöht man jedoch diesen Wert etwa auf 22 cm. Den Durchmesser der Welle zwischen Lager und Schwungrad kann man gleich d_1 nehmen, muß dann aber neben dem Lager einen Bund anbringen, oder man nimmt denselben durchweg etwas größer als d_1, etwa 21,5 cm.

Hölzerne Wellen kommen nur noch selten bei Wasserrädern zur Verwendung, die Befestigung der eisernen Zapfen ist in Fig. 78 und 79 gezeigt.

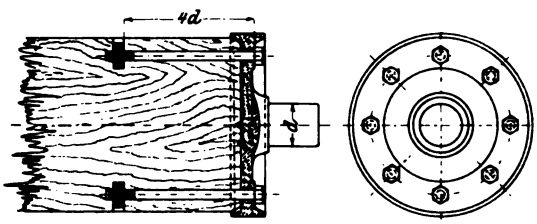


Fig. 78.

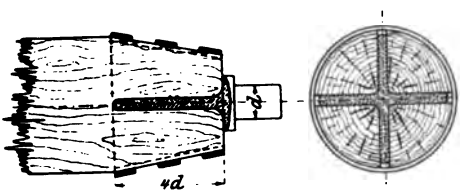


Fig. 79.

Die Stellringe.

Um eine Verschiebung der Wellen in achsialer Richtung zu vermeiden, setzt man Stellringe zu Seiten der Lager, das sind schmiedeeiserne oder gußeiserne Ringe, die durch Schrauben angezogen werden. Die Schraube darf nicht über den Ring vorstehen, da sonst leicht Unfälle herbeigeführt werden können.

In den Figuren 80, 81 und 82 sind Stellringe in zweckentsprechender Ausführung dargestellt.

Ist ein bedeutender achsialer Druck zu übertragen, so muß man aufgeschweißte Bunde, eingedrehte Lagerstellen, Kammzapfen oder, wenn dies möglich, ein Spurlager anbringen.

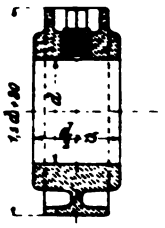


Fig. 80.

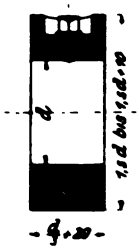


Fig. 81.

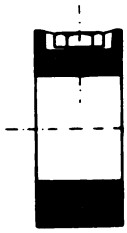


Fig. 82.

C. Kupplungen.

Unter Kupplungen versteht man Maschinenteile, welche zwei Wellen so miteinander verbinden, daß sie einen Wellenstrang bilden.

Ist die Verbindung zwischen den auf den beiden Wellenenden sitzenden Teilen der Kupplung eine feste, starre, so nennt man die Kupplung feste Kupplung, sind diese Teile gegeneinander beweglich: bewegliche Kupplung, kann die Verbindung während des Betriebes gelöst werden: ausrückbare oder kurz Ausrückkupplung.

Die Hauptgesichtspunkte, welche bei der Konstruktion einer Kupplung zu beachten sind, sind folgende:

1. Die Mittellinien der zu verbindenden Wellen müssen, falls es sich nicht um eine bewegliche Kupplung handelt, genau in eine Richtung fallen.

2. Der Schwerpunkt der Kupplung soll möglichst genau in der Mitte der Welle liegen, d. h. die Massen sollen gleichmäßig zur Drehungsachse verteilt sein.

3. Die Kupplung soll möglichst leicht sein und sich leicht anbringen und entfernen lassen.

4. Vorspringende Teile sollen vermieden oder wenigstens verdeckt werden.

Im folgenden sollen die gebräuchlichsten Kupplungen kurz besprochen werden. Formeln zur Berechnung der Hauptdimensionen sind den Figuren beigeschrieben.

1. Feste Kupplungen.

Die Muffenkupplung (Fig. 83) ist sehr einfach, hat aber den Nachteil, daß beim Aufkeilen leicht eine Krümmung der Wellen, bei

nicht genau gleichem Durchmesser der Wellenenden auch eine Verschiebung der Mittellinien derselben stattfindet und daß die Wellen bei einer Lösung der Kupplung um die halbe Länge derselben verschoben werden müssen.

Die vorstehenden Keilnasen sind möglichst zu verdecken, damit niemand an denselben hängen bleibt. Die linke Seite unserer Figur zeigt eine Holzhülse, die rechte eine Blechhülse zur Verdeckung der Keilnasen.

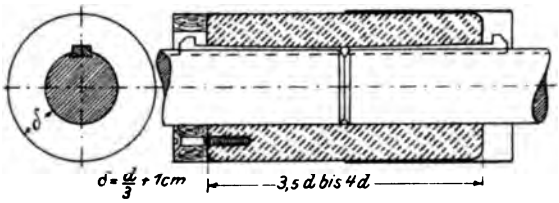


Fig. 83.

Die Scheibenkupplung (Fig. 84) ist sehr gebräuchlich, hauptsächlich bei verschiedenem Durchmesser der zu verbindenden Wellen. Damit die Wellenachsen zusammenfallen, greift die eine Scheibe mit einem Ansatz in die andere ein. Die Stirnebenen der Scheiben sollen nur rauh abgedreht werden, um die Reibung zwischen denselben zu erhöhen, dieselben sind nach dem Aufkeilen nachzudrehen. Bewegungs-

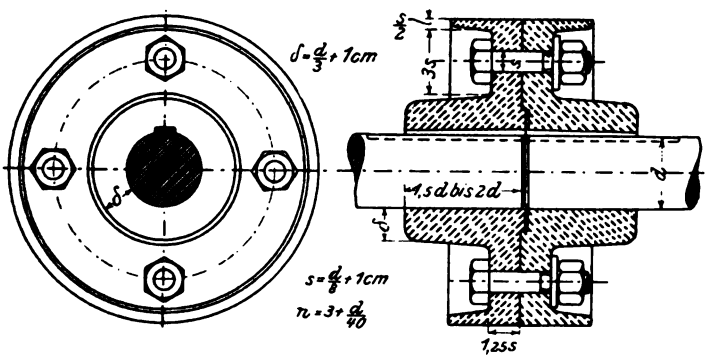


Fig. 84.

übertragend soll die Reibung zwischen den Scheiben wirken, wird diese durch Erschütterungen zeitweise aufgehoben, so werden die Schraubenbolzen auf Biegung beansprucht. Dieselben sollen deshalb das Schraubenloch möglichst genau ausfüllen. Bei Kupplungen, welche starke Stöße auszuhalten haben, empfiehlt es sich, Schrauben mit konischem Bolzen (Fig. 32) zu verwenden. Um die Anpressung zwischen den Scheiben zu

höhen, läßt man dieselben auch oft nur in einer Ringfläche anliegen ig. 85). Da die Scheiben nach dem Aufkeilen von neuem abgedreht

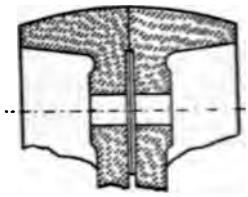


Fig. 85.

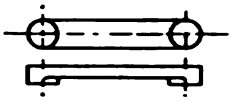


Fig. 86.

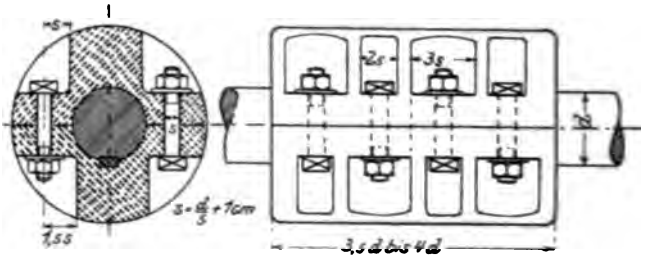


Fig. 86.

erden müssen, sind bei Anwendung von Scheibenkupplungen geteilte äder und Riemenscheiben und offene Lager zu verwenden.

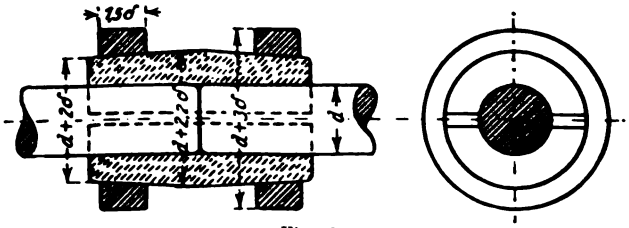
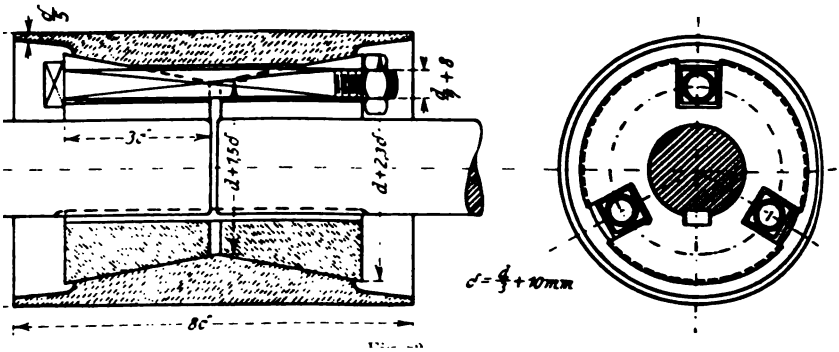


Fig. 87.



Die Schalenkupplung (Fig. 86 u. 87) besteht aus zwei Schalen, welche mit einer Zwischenlage von starkem Papier ausgebohrt und dann entweder durch Schrauben (Fig. 86) oder Ringe (Fig. 87) zusammengepreßt werden. Von Vorteil ist eine mit zylindrischen Warzen versehene Schlußfeder (Fig. 88).

Die Schalenkupplungen sind leicht anzubringen und zu entfernen, können aber nur für Wellen mit gleichem Durchmesser Verwendung finden.

Die Sellerskupplung (Fig. 89) besteht aus zwei aufgeschlitzten kegelförmigen Körpern, welche durch zur Wellenachse parallele Schrauben in eine doppelt konisch ausgedrehte Hülse gepreßt werden. Die Sellerskupplung kann leicht aufgebracht und gelöst, für Wellen mit verschiedenen Durchmessern verwendet und zugleich als Riemenscheibe benutzt werden.

2. Bewegliche Kupplungen.

Ist auf dauernd richtige Lage der beiden Wellenenden nicht zu rechnen, so muß man dieselben so verbinden, daß eine gewisse Beweglichkeit der Kupplungsteile möglich ist.

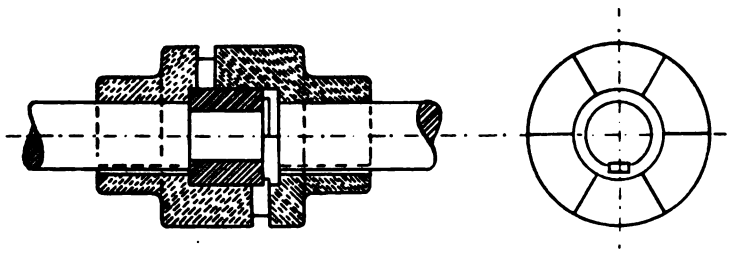


Fig. 90.

Die Figuren 90 und 91 zeigen längsbewegliche Kupplungen, welche bei langen Wellensträngen angewendet werden müssen, um die

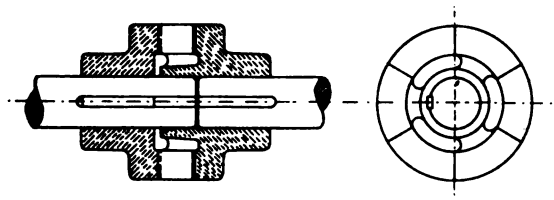


Fig. 91.

Ausdehnung bei Temperaturverschiedenheiten auszugleichen. Die Bewegungsübertragung erfolgt bei beiden dadurch, daß die Scheiben mit Vorsprüngen ineinandergreifen. Zur Zentrierung der Wellen dient bei

der Kupplung der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-Aktiengesellschaft (Fig. 90) ein schmiedeiserner Ring, bei der Kupplung der Peniger Maschinenfabrik (Fig. 91) eine Verlängerung der Nabe der einen Scheibe, in der sich die andere Welle führt.

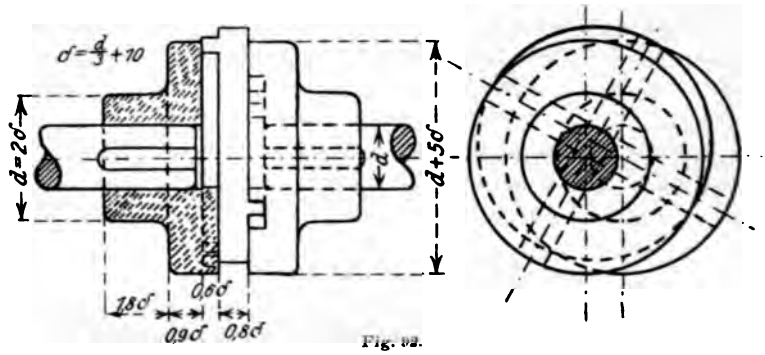


Fig. 92.

Fallen die Wellenenden nicht genau zusammen, so verwendet man die Oldhamsche Kupplung (Fig. 92), bei der die Bewegungsübertragung durch eine mit kreuzförmig versetzten Federn versehene Zwischenscheibe erfolgt. Die durch die fortgesetzte Verschiebung der Scheiben hervorgerufenen Reibungsverluste sind jedoch sehr groß.

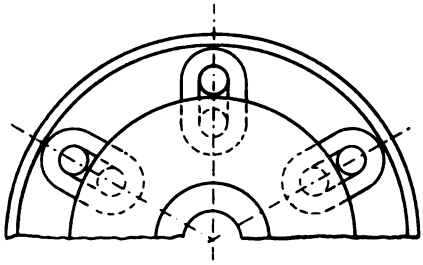


Fig. 93.

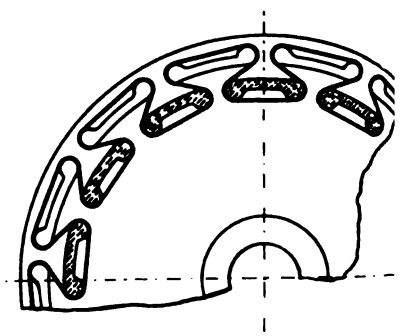


Fig. 94.

Besser eignet sich in diesem Falle die Raffardsche Kupplung (Fig. 93), bei welcher die Bewegungsübertragung durch Gummiringe geschieht, die allerdings im Laufe der Zeit brüchig werden. Die Spannung der Gummiringe soll 2,5 kg/qcm nicht übersteigen. Die Raffardsche Kupplung wird vielfach zur Verbindung von Dynamos mit der Kraftmaschine verwendet, weil sie Isolierung derselben ermöglicht.

Bei der Bandkupplung von Zodel Voith, D.R.P. 81852 (Fig. 94), überträgt sich die Bewegung durch einen um Vorsprünge der Kupplungsscheiben geschlungenen endlosen Leder- oder Baumwollriemen. Diese Kupplung ist neuerlich auch als Ausrückkupplung konstruiert worden.

Hier ist auch die Bürstenkupplung zu erwähnen, bei welcher die Bewegung durch auf den Kupplungsscheiben sitzende ineinander greifende Stahldrahtbürsten übertragen wird.

Die letztgenannten Kupplungen ermöglichen sowohl eine gewisse Längs- und Querbeweglichkeit, als auch die Verbindung von Wellen, die einen gewissen, allerdings nicht viel von 180° abweichenden Winkel miteinander bilden. Ist diese Abweichung sehr klein, so kann man auch eine den Ausdehnungskupplungen ähnliche Konstruktion verwenden, muß nur dann den zur Zentrierung dienenden Ring, bezw. Nabenvorsprung weglassen und den Vorsprüngen genügend Spielraum geben.

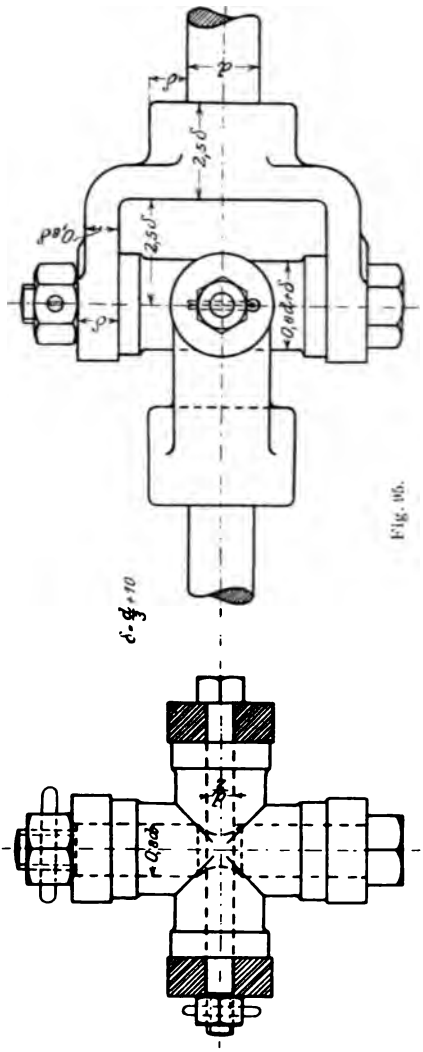


Fig. 95.

Ist die Abweichung des Winkels, welchen die Wellen miteinander bilden, eine bedeutendere, so verwendet man die Kreuzgelenkkupplung oder den Hookschen Schlüssel (Fig. 95). Die Bewegungsübertragung ist hier ungleichförmig. Um dies zu vermeiden, verwendet man vielfach eine kurze Zwischenwelle, welche mit beiden Wellen denselben Winkel einschließt und deren Klauen in einer Ebene liegen.

Fig. 96 zeigt die Kreuzgelenkkupplung der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-Aktiengesellschaft, welche auch so ausgeführt werden

kann, daß den Zapfen in ihren Lagern eine gewisse Längsverschieblichkeit ermöglicht wird, wodurch die Kupplung zur Verbindung von Wellen geeignet wird, deren Achsen nicht in derselben Ebene liegen.

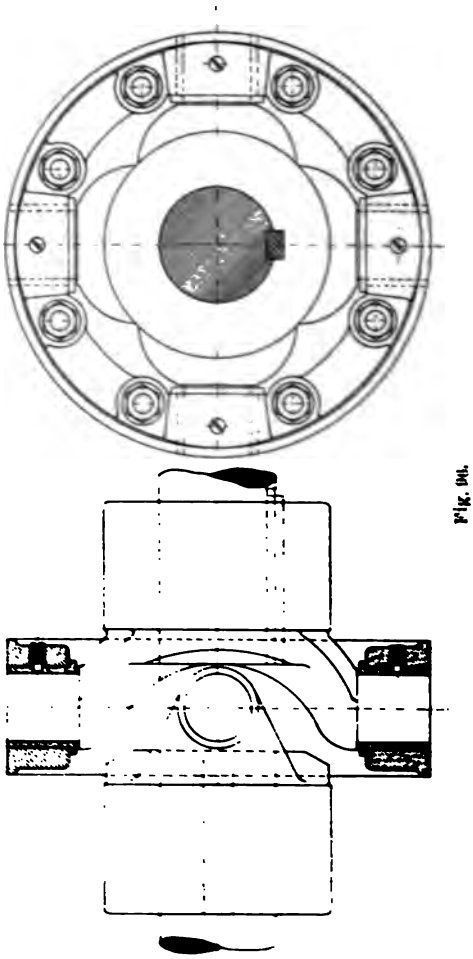


Fig. 96.

3. Ausrückkupplungen.

Die einfachste Ausrückkupplung ist die **Klauenkupplung** Fig. 96, welche aus zwei mit Zähnen oder Klauen versehenen Muffen besteht, von denen die eine auf dem einen Wellenende festgekeilt ist, während die andere auf dem anderen Wellenende um die Zahnhöhe

verschiebbar ist, bei der Drehung aber die Welle durch eine oder besser zwei Federn mitnimmt.

Erfolgt das Ein- und Ausrücken während des Betriebes, so muß, um die Reibung an den Klauenflächen und den Federn zu überwinden, eine bedeutende Kraft in Richtung der Wellenachse ausgeübt werden. Vorteilhafter sind deshalb die Kupplungen, bei denen die den Eingriff vermittelnden Teile radial ausgerückt werden, z. B. die Klinkenkupplung von Lohmann u. Stolterfoth in Witten a. d. Ruhr. Fig. 98 zeigt die Reibungskupplung dieser Firma. Denkt man sich die Stirnscheibe *d* fort und den losen Kegel *b* mit dem Hohlkegel *a* aus einem Stück bestehend, so hat man die genannte Klinkenkupplung. Im

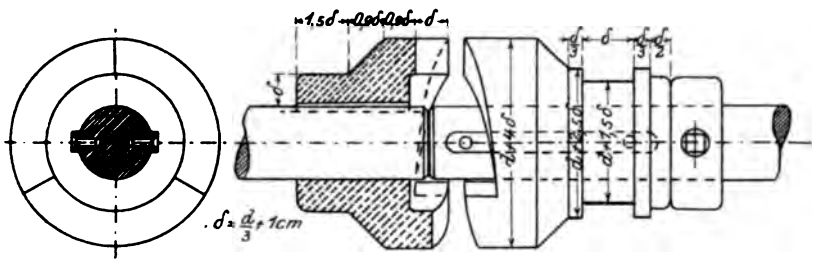


Fig. 97.

eingerückten Zustande nehmen die Zähne des Sperrades *c* die Klinken *g* mit, die auf denselben Achsen mit den Ausrückarmen *i* sitzen. Durch Heranschieben der mit Hubdaumen *l* versehenen Ausrückhülse werden die Ausrückarme *i* und damit die Klinken *g* ausgeklinkt.

Alle diese Kupplungen rücken plötzlich ein und können der dabei auftretenden Stöße wegen nur im Ruhezustande oder höchstens bei ganz kleinen Geschwindigkeiten eingerückt werden.

Soll die Kupplung während der Bewegung eingerückt werden, so muß sie so konstruiert sein, daß allmähliche Mitnahme erfolgt. In diesem Falle verwendet man die Reibungskupplungen, von denen zahlreiche teils patentierte Konstruktionen im Gebrauch sind.

Die bekanntesten hiervon sind:

Die Kegelreibungskupplung (Fig. 99). Die verschiebbare hohlkegelförmige Scheibe auf der getriebenen Welle wird gegen die auf der treibenden Welle festgekeilte kegelförmige Scheibe gepreßt, wobei sie durch die Reibung zwischen den Kegelflächen mitgenommen wird und nun ihrerseits durch die Feder die Welle mitnimmt.

Der Neigungswinkel der Kegelflächen schwankt zwischen 10° und 15°, beträgt derselbe weniger als 10°, so lassen sich die Kegelflächen schwer voneinander trennen. Die Kegelreibungskupplung hat den Nach-

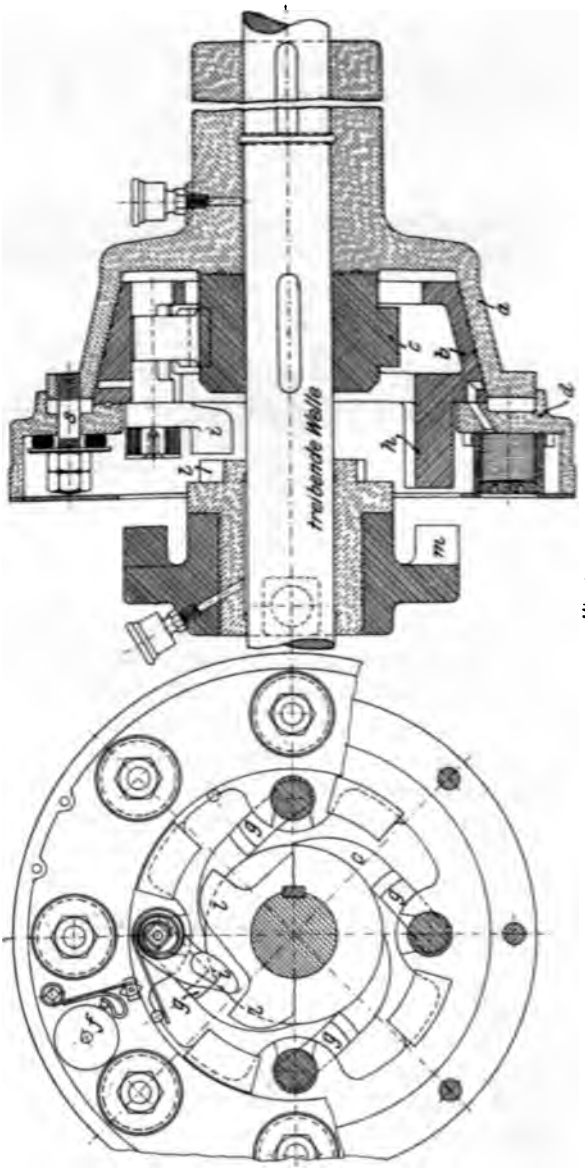


Fig. 98.

ß die Anpressung in Richtung der Wellenachse so lange aufrecht
n werden muß, als Mitnahme erfolgen soll.
orteilhafter sind die Reibungskupplungen, bei denen die Reibungs-
nicht durch achsiale, sondern durch radiale Verschiebung gegen-

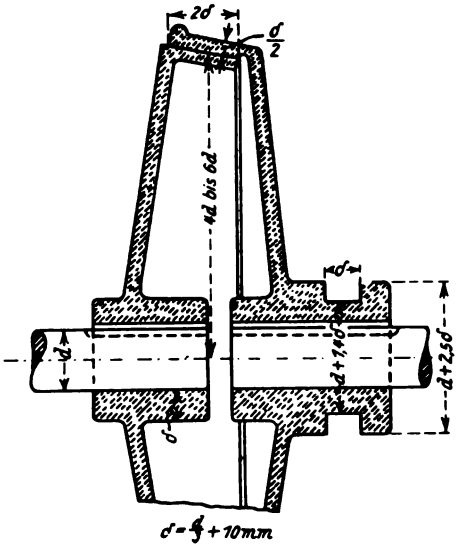


Fig. 99.

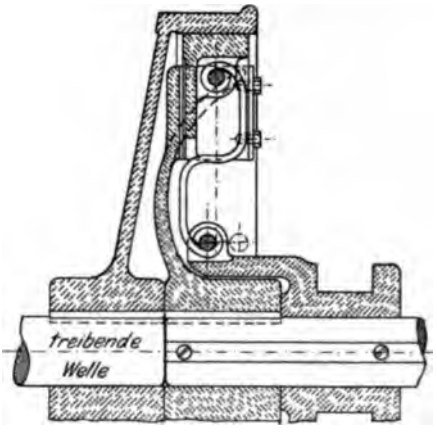


Fig. 100.

er gepreßt werden. Hierher gehören die Dohmen-Leblancsche
lung, ausgeführt von der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-
gesellschaft in Dessau (Fig. 100), und die Hillsche Kupplung

(Fig. 101), ausgeführt vom Eisenwerk Wülfel vor Hannover. Bei letzterer pressen sich zwei Reibungsbacken, einer von innen, einer von außen, gegen den Reibungsring, wodurch der einseitige radiale Druck, welchen wir bei der Dohmen-Leblanc-Kupplung haben, aufgehoben wird und Biegungsspannungen im Reibungsring vermieden werden.

Die Reibungskupplung von Lohmann und Stolterfoth (Fig. 98) ist eine Verbindung von Klinkenkupplung und Reibungskupplung. Mit Hilfe der schon beschriebenen Klinkenkupplung wird

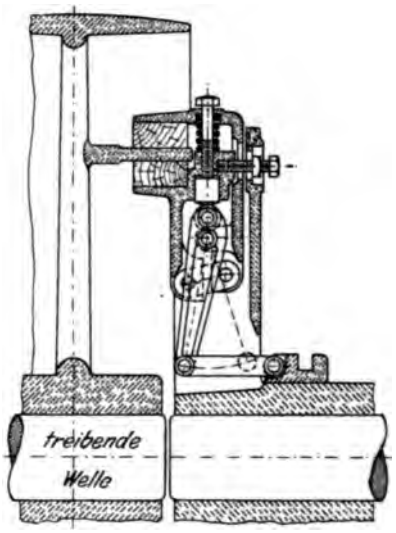


Fig. 101.

der Kegel *b* mit dem Sperrad gekuppelt, derselbe wird durch die Stirnscheibe *d* in den Hohlkegel *a* gepreßt und nimmt diesen durch Reibung mit. Da sich die Anpressung des Kegels *b* durch Anziehen der Schrauben *s* beliebig ändern läßt, kann man die Kupplung mit Vorteil dort verwenden, wo nur ein bestimmtes Maß mechanischer Arbeit übertragen werden soll, z. B. bei Fabriken, deren einzelne Räume mit Kraft vermietet werden. Sobald keine Mitnahme erfolgt, tönt die Glocke *f*.

Beim Ausrücken werden zunächst, wie bei der Klinkenkupplung, durch die Hubdaumen *l* die Ausrückarme *i* und damit die Klinken *g* ausgehoben und somit der Hohlkegel *b* außer Eingriff mit dem Sperrrade gebracht. Beim weiteren Heranschieben der Ausrückhülse greifen dann die Vorsprünge *m* und *h* ineinander, wodurch der Kegel *b* festgehalten wird und nunmehr bremsend auf die getriebene Welle wirkt.

Eine besondere Art von Kupplungen sind noch die **Motorenkupplungen**, welche da angewendet werden, wo eine Transmission von

zwei Kraftmaschinen angetrieben wird. Dieselben müssen so konstruiert sein, daß sie sich selbsttätig ausrücken, sobald der Motor hinter der Tourenzahl der Transmission zurückbleibt. Die bekannteste Motorenkupplung ist die von Uhlhorn (Fig. 102), bei welcher die Bewegung

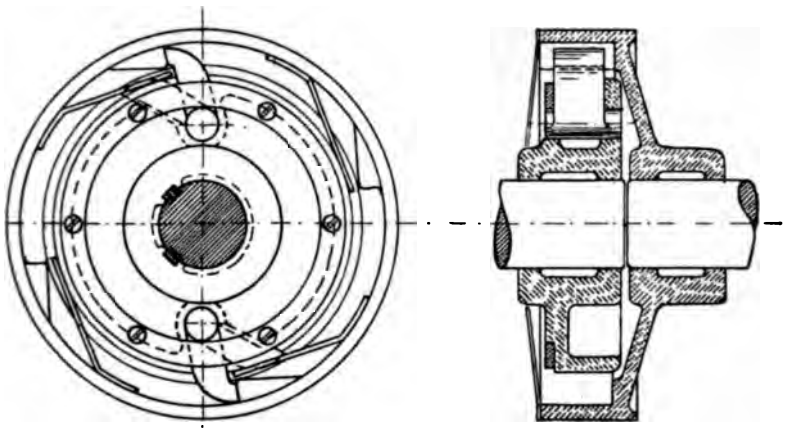


Fig. 102.

durch Klinken von einer Scheibe auf die andere übertragen wird. Eilt die äußere Scheibe der inneren voran, so werden die Klinken durch Federn niedergelegt, stoßen jedoch auf diese Federn und werden nach außen gedrückt, sobald die normale Tourenzahl wieder erreicht ist.

D. Lager.

Lager sind Maschinenteile, welche zur Unterstützung der Zapfen dienen. Je nach der Art dieser Zapfen unterscheidet man Traglager und Spur- oder Stützlager (siehe Zapfen).

Nach der äußeren Form unterscheidet man

1. Stehlager (Fig. 103—108).
2. Hängelager (Fig. 109 u. 110).
3. Wandlager (Fig. 111).
4. Die mit anderen Maschinenteilen bezw. dem Maschinengestell direkt verbundenen Lager spezieller Bauart, z. B. das Kurbellager der Dampfmaschine (Fig. 114).

Ist der Lagerkörper so konstruiert, daß man die Welle mit der Lagerschale herausheben kann, so nennt man das Lager ein offenes Lager (Fig. 110), ist dies nicht der Fall, ein geschlossenes Lager (Fig. 109).

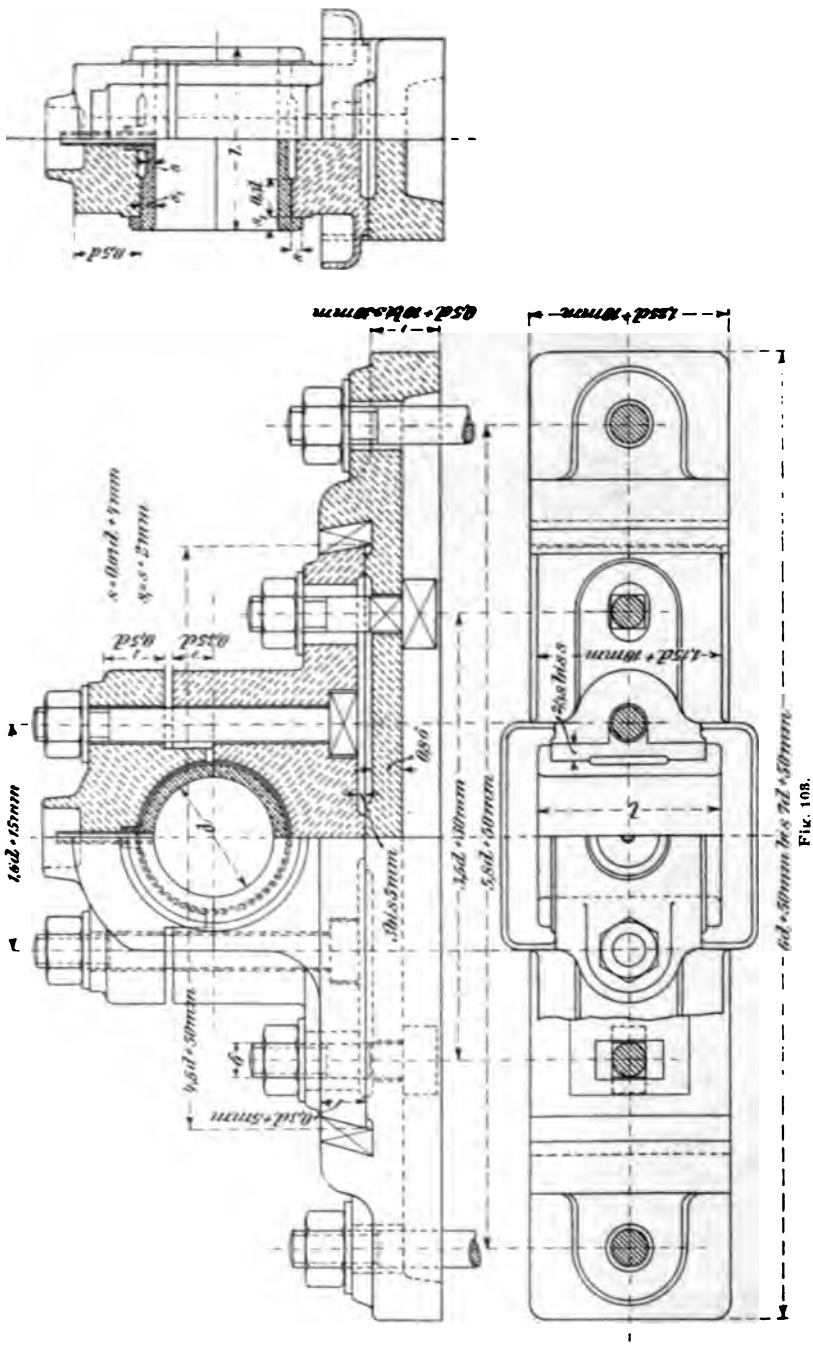


Fig. 108.

Für die Konstruktion eines Lagers sind folgende Gesichtspunkte ɜgebend:

1. Die Berührung zwischen Welle und Lagerschale muß auf der zen Länge der letzteren stattfinden.

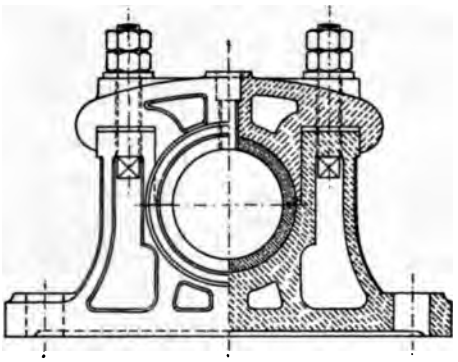


Fig. 104.

2. Die Abnutzung der Lagerschale muß, wenn möglich, durch chstellen der letzteren so ausgleichbar sein, daß die Wellenmitte ihre ge beibehält.

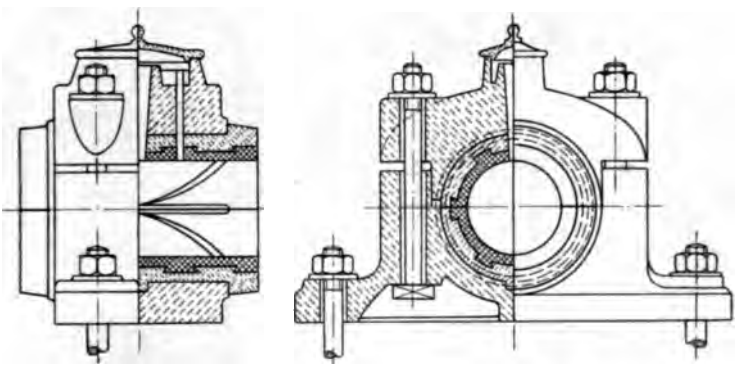


Fig. 105.

3. Die abgenutzten Schalen müssen sich leicht durch neue ersetzen ɜsen. Diese müssen natürlich sofort genau passen, was am besten bei ɜchen Lagerschalen erwartet werden kann, die ganz durch Drehen rgestellt worden sind.

4. Das Material der Lagerschalen soll möglichst weicher sein als s der Zapfen, damit diese weniger abgenutzt werden.

5. Wirken Kräfte in Richtung der Wellenachse, so muß der Deckel so in den Lagerkörper eingepaßt sein, daß eine Verschiebung in der Richtung dieser Kräfte ausgeschlossen ist.

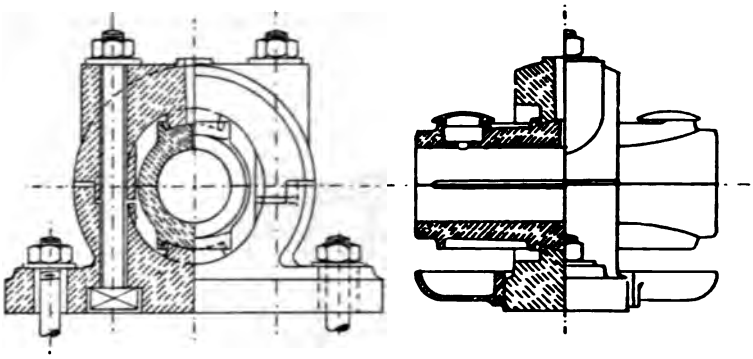


Fig. 106.

6. Das Schmiermittel muß in genügender Menge zugeführt und möglichst gleichmäßig über den Zapfen verteilt werden, ohne daß Verschwendung desselben eintritt. Für das ablaufende Öl sind Behälter

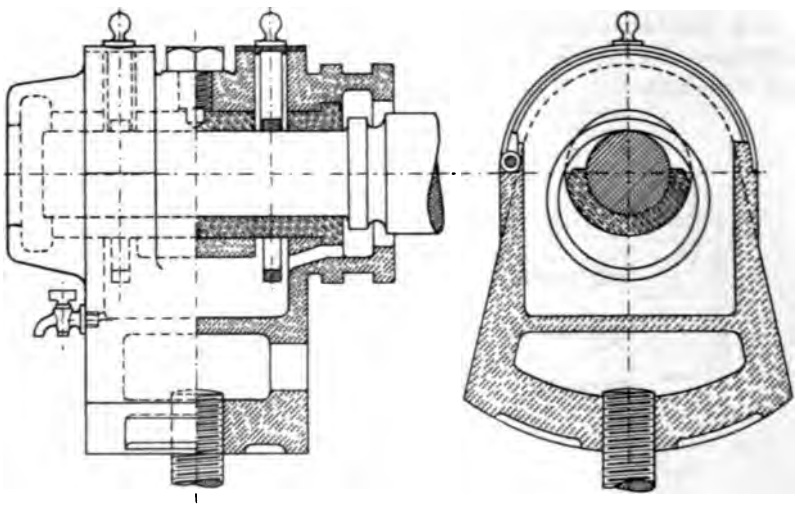


Fig. 107.

anzuordnen, besonders der Eintritt des Öles in das Fundament zu verhüten, da sonst der Zement desselben zerstört wird.

7. Die Ableitung der durch die Zapfenreibung erzeugten Wärme soll gesichert sein.

Jedes Lager besteht aus dem Lagerkörper, den Lagerschalen und (bei den meisten Konstruktionen) dem Lagerdeckel.

Als Material der Lagerschalen verwendet man Kupferlegierungen (Rotguß, Bronze, Deltametall), Zinnlegierungen (Weißmetall), Gußeisen oder Holz. Für die Lagermetalllegierungen gibt die „Hütte“ folgende Zusammensetzungen an:

Rotguß (Bronze): 83 Teile Kupfer und 17 Teile Zinn, oder 82 Teile Kupfer, 16 Teile Zinn und 2 Teile Zink, vielfach auch Zusätze von Blei.

Deltametall (A. Dick & Co., Düsseldorf): Kupfer, Zink und Eisen.

Weißmetall (Komposition): 85 Teile Zinn, 10 Teile Antimon und 5 Teile Kupfer oder 90 Teile Zinn, 7 Teile Antimon und 3 Teile Kupfer.

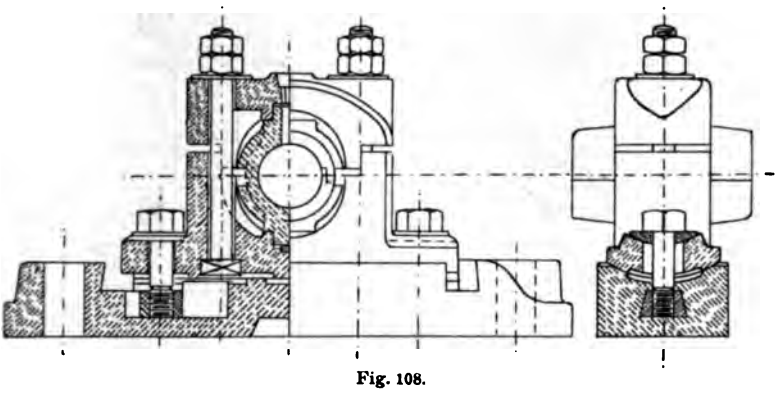


Fig. 108.

Antimonblei (Bleikomposition): 75 bis 85 Teile Blei und 25 bis 15 Teile Antimon.

Für Lager, welche einen hohen Druck auszuhalten haben, sind die weicheren Legierungen nicht mehr anwendbar, weshalb die Glyco Metallgesellschaft in Wiesbaden sogenannte Skelettlager konstruiert hat. Dieselben bestehen aus einem Stahlgußkörper, der mit einem Bronzeaufguß versehen, oder mit gut verzinntem, perforierten Eisenblech oder Bronzeblech umkleidet ist (Fig. 114 b). Das so hergestellte Skelett ist mit Glycometall (einer Bleilegierung) umgossen. Diese Lager vereinigen die Vorzüge der weichen Lagermetalle, geringe Reibung und Abnutzung, Unempfindlichkeit gegenüber Erhitzen und leichte Bearbeitung, mit der Festigkeit des Stahlgußkörpers.

Man macht die Lagerschalen häufig der eintretenden Abnützung wegen in der Richtung des Zapfendruckes stärker. Damit sie sich nicht mit dem Zapfen drehen, versieht man eine derselben mit einem stiftartigen Ansatz, der in eine Bohrung des Lagerdeckels eingreift. Soll die Lage der Wellenmitte auch bei eintretender Abnützung der Schalen

dieselbe bleiben, so muß man die Schalen in der dem Zapfendruck entgegengesetzten Richtung nachstellbar machen, was bei wechselndem Zapfendruck, z. B. bei den Kurbellagern der Dampfmaschinen, eine Drei- oder Vierteilung der Lagerschale bedingt.

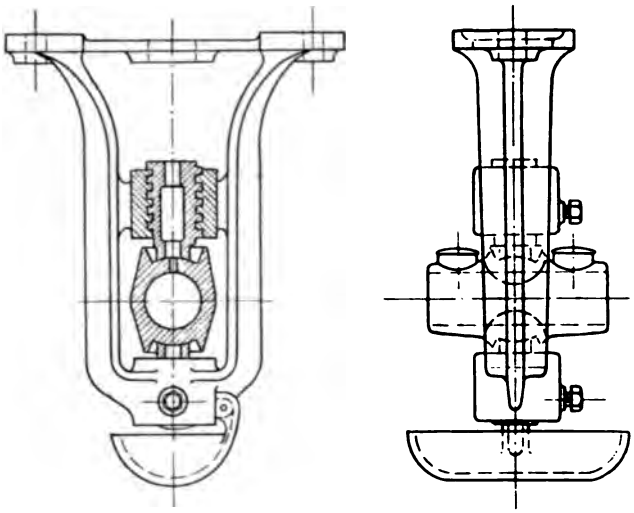


Fig. 109.

Soweit nicht Durchmesser und Länge der Lagerschalen schon nach den unter „Zapfen“ gegebenen Formeln bestimmt wurden, kann man Länge und Stärke der Lagerschalen wie folgt wählen:

Material	Länge	Stärke
Rotguß, Bronze, Deltametall etc.	1,5 d bis 2 d	0,07 d + 4 mm
Weißmetall	2 d + 50 mm	Stärke des Weißmetallfutters $\frac{d}{20}$ bis $\frac{d}{20}$ + 3 mm
Gußeisen	4 d	$\frac{d}{8}$ + 2,5 mm
Holz	—	$\frac{d}{10}$ + 6 mm

Ist die Schale in der Mitte stärker als an den Enden, so gilt obiges Maß für die kleinste Stärke. Damit die Schalen besser anliegen, werden sie mit Arbeitsleisten versehen, deren Breite man gleich $^3/_{10}$ der

Lagerschalenlänge macht. An den zu bearbeitenden Stellen sind zu den oben gegebenen Stärken 2 mm zuzugeben.

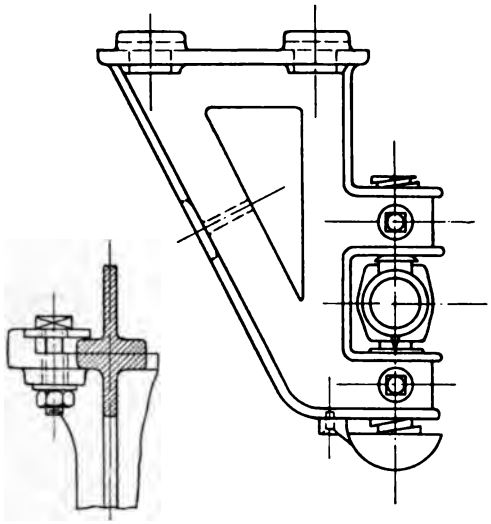


Fig. 110.

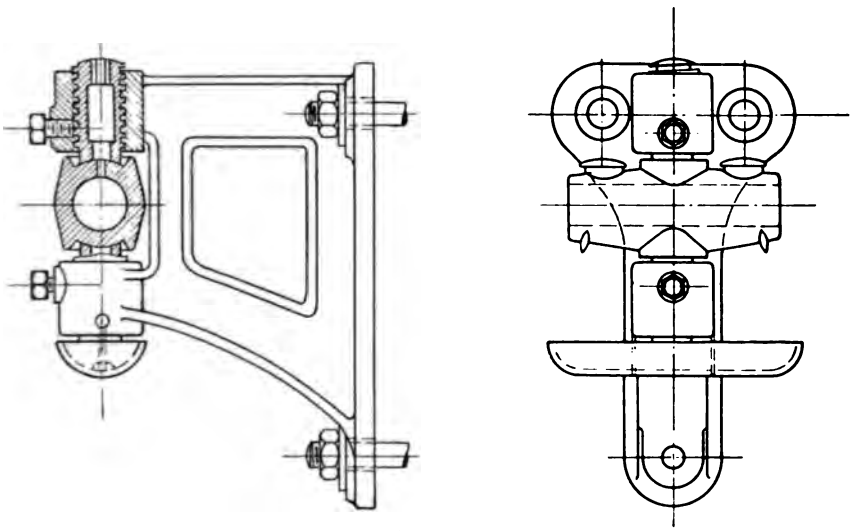


Fig. 111.

Bei Bemessung der Länge der Lagerschalen hat man auch die Tourenzahl zu berücksichtigen, da mit dieser die Abnutzung wächst.

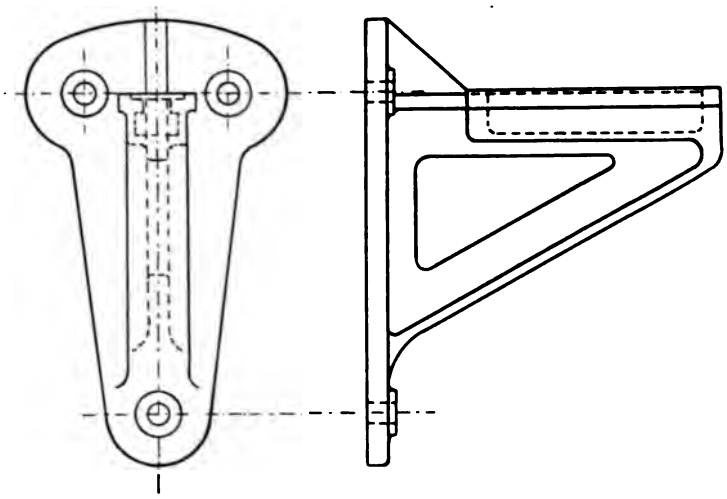


Fig. 112.

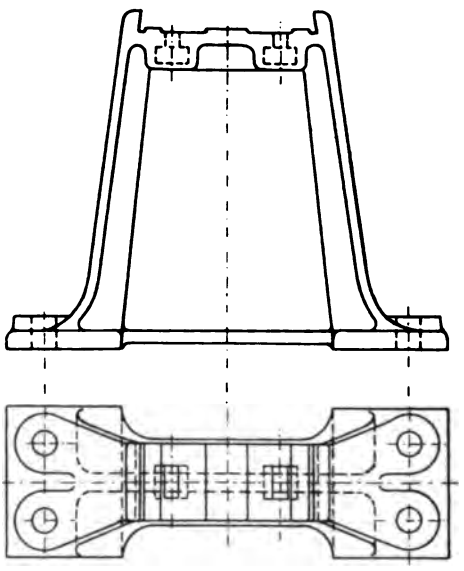


Fig. 113.

Damit dieselbe nicht zu groß wird, muß die Lagerschale um so länge gemacht werden, je höher die Tourenzahl ist und zwar kann ma nehmen:

bis 100 Touren pro Minute	$l = d$ bis $1{,}25\,d$
von 100 bis 200 Touren pro Minute	$l = 1{,}5\,d$ bis $2\,d$
über 200 Touren pro Minute	$l = 2{,}5\,d$ bis $3{,}5\,d$

d mehr.

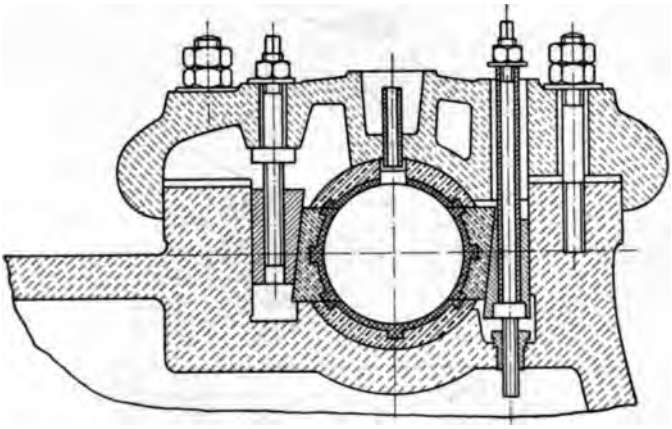


Fig. 114a.

Der Lagerkörper ist möglichst so zu konstruieren, daß das Öl nicht ırch die Schraubenlöcher zum Fundament gelangen kann und daß die ırch Zapfenreibung erzeugte Wärme durch eine möglichst große Oberıche ausgestrahlt wird (Rippen Fig. 104).

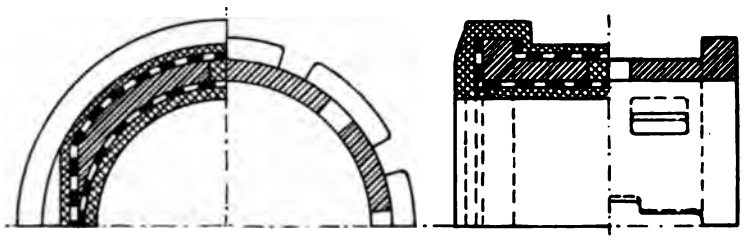


Fig. 114b.

Die Auflagefläche ist so zu berechnen, daß die Pressung zwischen ›hlplatte und Zementunterguß 6 kg/qcm nicht überschreitet.

Im übrigen kann man die Stehlager ungefähr nach folgenden Anıben dimensionieren:

Länge des Lagerfußes	$\sim 4{,}5\ d + 50$ mm
Breite - -	$1{,}15\,d + 10$ -
Stärke - -	$0{,}3\ d + 5$ -
Länge der Sohlplatte	~ 6 bis $7\,d + 50$ mm

Breite der Sohlplatte	1,25 d + 10 mm
Stärke - -	0,5 d + 10 bis 30 mm
Entfernung der Fußschrauben	3,5 d + 30 mm
- - Deckelschrauben	1,6 d + 15 -
- - Schrauben der Sohlplatte	5,8 d + 50 -

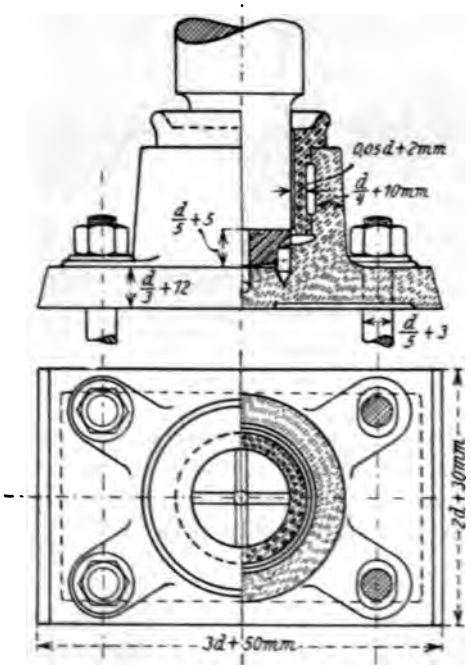


Fig. 115.

Fußschrauben.

Lagerbohrung mm		30—35	40—55	60—65	70—85	90—95	100—125	130—145
Stärke . . .	Zoll	1/2	5/8	3/4	7/8	1	7/8	1
	mm	13	16	20	23	26	23	26
Anzahl		2	2	2	2	2	4	4

Die Anzahl der Deckelschrauben ist die gleiche wie die An der Fußschrauben, die Stärke der Deckelschrauben ebenfalls die gle oder um 1/8" kleiner als die Stärke der Fußschrauben.

Die Figuren 103 bis 108 zeigen die gebräuchlicheren Konstruk-
n der Stehlager und zwar Fig. 103 ein gewöhnliches Stehlager
Rotgußschalen, Fig. 104 ein rippenförmig ausgebildetes

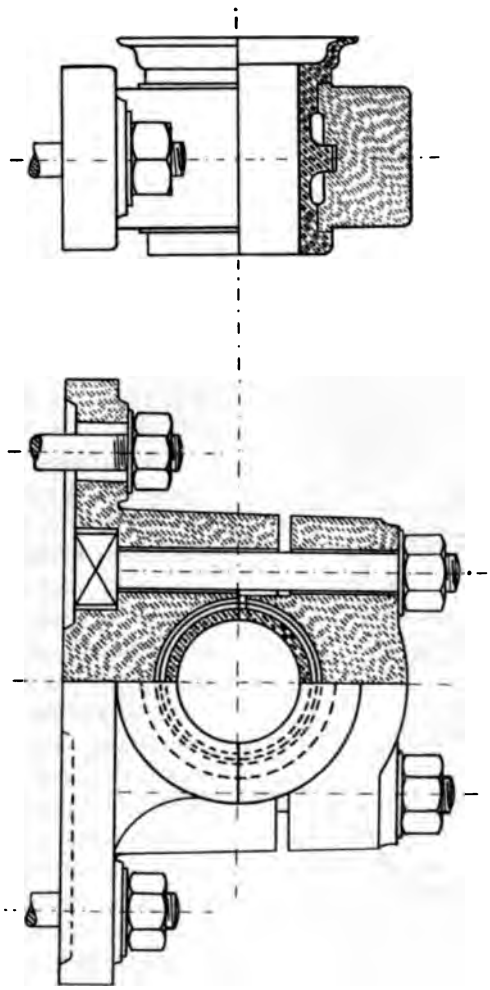


Fig. 116.

er der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-Aktien-Gesellschaft
Wellen von größerem Durchmesser, Fig. 105 ein Stehlager
Weißmetallschale, Fig. 106 das Sellerssche Lager, dessen
erschalen oben und unten in Kugelflächen beweglich sind, von der
.-Anh. Masch.-A.-G. dahin abgeändert, daß die Lagerschalen auch

seitlich in Kugelflächen geführt sind, wodurch das Lager auch zur Aufnahme von Querkräften geeignet wird. (Bei den letztgenannten Lagern ist zu berücksichtigen, daß alle Führungsflächen Teile einer Kugeloberfläche sein müssen.) In Fig. 107 ist das Ringschmierlager einer Dynamomaschine, in Fig. 108 das Pfarrsche Lager, welches eine um zwei Zapfen drehbare Lagerschale hat, während das ganze Lager in der Fundamentplatte in der dazu senkrechten Richtung gedreht werden kann, in den Figuren 109 bis 113 sind mehrere Hängelager, Wandlager und Lagerböcke dargestellt, in Fig. 114a das Kurbellager einer Dampfmaschine.

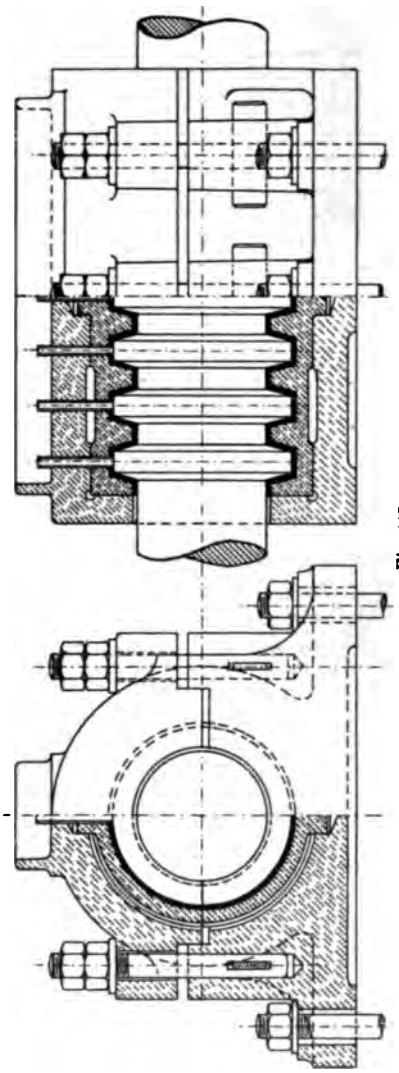


Fig. 117.

Spurlager (Fig. 115). Die Spurplatte, die sich möglichst nach der Stirnfläche des Zapfens muß einstellen können, ist entweder aus Stahl oder aus Bronze, auch gußeiserne Spurplatten sollen sich bewährt haben. Um eine Reserve an Laufflächen zu haben, falls in einer derselben der Reibungswiderstand steigt, kann man noch eine oder mehrere Spurplatten zwischenschalten.

Falls bei größeren Geschwindigkeiten erhebliche Seitenkräfte auftreten, empfiehlt es sich, diese durch ein besonderes Halslager (Fig. 116) aufzunehmen, schon um bei Warmlaufen sofort erkennen zu können, wo die Ursache zu suchen ist. Besondere Sorgfalt ist bei allen Spurlagern der Schmierung zuzuwenden.

Kammlager (Fig. 117). Dasselbe muß, damit alle Kämme gleichmäßig anliegen, mit besonderer Sorgfalt ausgeführt werden. Wechselt

die Richtung des Druckes, so verwendet man mit Vorteil zwei Kammlager, deren Abstand der Abnutzung durch Auslaufen entsprechend verstellbar ist.

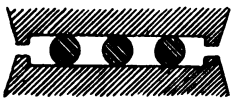


Fig. 118.

Das Rollenlager (Fig. 118) wird dort verwendet, wo zwei stark aufeinandergepreßten Körpern eine gewisse Verschiebung gegeneinander ermöglicht werden soll (z. B. bei den Auflagern von Brückenträgern).

Bezeichnet:

P die zu tragende Kraft in kg
i die Anzahl der Rollen
d den Durchmesser und
l die Länge derselben,

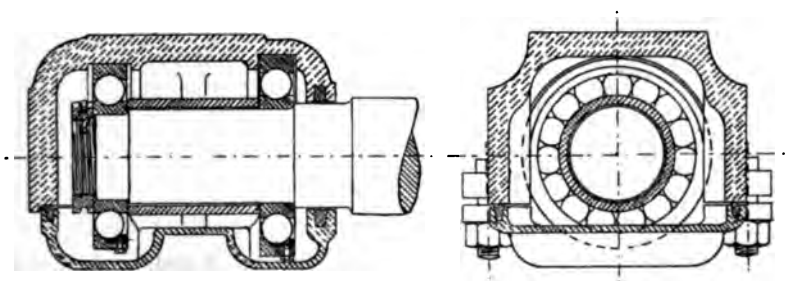


Fig. 119.

so kann man sowohl für zylindrische als auch für kegelförmige Rollen setzen:

$$P = p\,d\,i\,l,$$

wobei p = 25 für Rollen aus Gußeisen auf Gußeisenplatten, hartes Material und sorgfältige Ausführung, besonders gleichmäßige Auflage vorausgesetzt; p = 60 für Rollen aus Stahl auf Platten aus Stahl (Stahlguß) gesetzt werden kann. Bei großer Rollenlänge empfiehlt es sich, p kleiner zu wählen.

Das Kugellager (Fig. 119). Verwendet man statt der Rollen Kugeln, so kann man setzen

$$P = p\,i\,d^2,$$

wobei man jedoch für i nur die Anzahl der tragenden Kugeln, sofern ein Teil der Kugeln nicht voll an der Übertragung des Zapfendruckes teilnimmt, einen entsprechend niedrigeren Wert einzusetzen hat.

Für ein Traglager (Fig. 119) ist z. B. nur die Hälfte der Kugeln tragend, von diesen aber nur die mittelste voll wirksam. Man kann hier, wie man ja auch beim gewöhnlichen Tragzapfen statt der halben Mantelfläche $\frac{\pi}{2}$ d l nur die Projektion d l einsetzt, die Anzahl der voll-

Fig. 120.

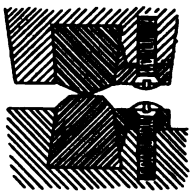


Fig. 121.

tragenden Kugeln, wenn i_1 die Anzahl sämtlicher Kugeln (auf dem ganzen Umfange) ist, setzen

$$i \sim \frac{\frac{i_1}{2}}{\frac{\pi}{2}} \sim \frac{i_1}{\pi}.$$

Die Belastung p kann man nehmen:

p bis 2,5 bei Gußeisenkugeln zwischen ebenen Gußeisenflächen,

p - 100 für gehärtete Stahlkugeln auf ebenen, kugelförmigen oder zylindrischen Laufflächen,

p - 200 bei Kugeln aus gehärtetem Stahl in Stahlrinnen von Kreisbogenform (Krümmungshalbmesser $\sim \frac{2}{3}$ d).

Die beiden letzten Werte sind jedoch nur ausnahmsweise bei besonders sorgfältiger Ausführung der Kugeln und Lager zu nehmen, für gewöhnlich empfiehlt es sich, nur die Hälfte der angeführten Höchstwerte einzusetzen.

Kugellager werden sowohl zur Lagerung von Tragzapfen als auch von Spurzapfen verwendet und zwar dort, wo der Zapfendruck und die Tourenzahl groß sind. Sie laufen leicht an, erfordern keine so große Länge wie gewöhnliche Zapfen, gestatten eine gewisse Beweglichkeit der Welle und werden durch Staub und Unreinigkeiten des Oles weniger beeinflußt.

Das Schneidenlager (Fig. 120 und 121) kommt hauptsächlich bei agen vor. Der Schneidenwinkel schwankt zwischen 45° und 120° und um so größer zu nehmen, je größer der Druck ist. Die Lagerfläche entweder eben oder bildet einen um etwa 60° größeren Winkel. ei großen Kräften sind die Winkelkanten abzurunden.

Das Material ist in der Regel glasharter oder strohgelb angelassener ahl. Die Belastung soll pro cm Schneidenlänge 1000 kg oder höchstens 00 kg betragen, sinkt aber bei feineren Wagen häufig unter 2 kg.

III.

Maschinenelemente zur Fortpflanzung der drehenden Bewegung von einer Welle auf die andere.

Zur Fortpflanzung der drehenden Bewegung von einer Welle auf die andere dienen die Riementriebe, Hanf- und Drahtseiltriebe, die Reibungsräder und die Zahnräder: die ersteren, wenn die Wellen einen größeren, die letzteren, wenn die Wellen einen geringeren Abstand voneinander haben.

A. Der Riementrieb.

Die Bewegungsübertragung erfolgt hier durch Vermittelung eines bandförmigen, elastischen Zwischengliedes, des Riemens, der mit einer gewissen Dehnung auf die Scheiben aufgebracht wird, sodaß die durch

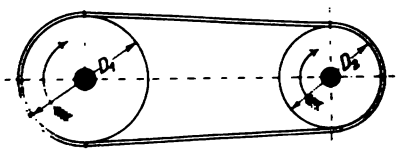


Fig. 122.

die elastische Wiederzusammenziehung desselben hervorgerufene Anpressung gegen den Scheibenumfang genügt, die zur Mitnahme der Scheiben erforderliche Reibung zu erzeugen. (Betrieb mit Dehnungsspannung.)

Unter normalen Verhältnissen muß die Spannung, mit welcher der Riemen aufgebracht wird, im betriebslosen Zustande das 1,5 fache der zu übertragenden Umfangskraft sein. Zieht die treibende Scheibe an, so steigt die Spannung des ziehenden, auf die treibende Scheibe auflaufenden Riemenstücks um 0,5 P, die des ablaufenden sinkt um eben-

soviel, sodaß während des Betriebes die erstere gleich der doppelten, die letztere gleich der einfachen Umfangskraft wird.

Da die treibende Scheibe den Riemen, der Riemen aber die getriebene Scheibe mitnimmt, so müssen die beiden Scheibenumfänge sich um gleichgroße Strecken bewegen, mit anderen Worten: die Umfangsgeschwindigkeiten v beider Scheiben müssen einander gleich sein:

$$v = \frac{D_1 \pi n_1}{60} = \frac{D_2 \pi n_2}{60},$$

wobei n_1 die Tourenzahl, D_1 der Durchmesser der ersten Scheibe, n_2 und D_2 Tourenzahl und Durchmesser der zweiten Scheibe bezeichnen.

Hieraus ergibt sich:

$$D_1 n_1 = D_2 n_2 \quad \text{oder} \quad \frac{D_1}{D_2} = \frac{n_2}{n_1}.$$

Die Produkte aus Durchmesser und Tourenzahl sind für beide Scheiben einander gleich; oder: die Durchmesser verhalten sich umgekehrt wie die Tourenzahlen.

Ist N die Anzahl der zu übertragenden Pferdestärken, so ist, da 1 PS = 75 mkg/sec. die Arbeit pro Sekunde 75 N, der Weg pro Sekunde ist aber die Umfangsgeschwindigkeit v, folglich ist die Umfangskraft (Arbeit dividiert durch Weg)

$$P = \frac{75\,N}{v}.$$

Da nun nach dem oben Gesagten die größte Riemenspannung 2 P ist, so ergibt sich, wenn k_z die zulässige Zugspannung des Riemenmateriales bedeutet, der Riemenquerschnitt f aus der Formel

$$f = \frac{2\,P}{k_z}.$$

Ist weiter b die gewählte Riemenbreite, so erhält man die Riemenstärke δ:

$$\delta = \frac{f}{b}.$$

Hierbei wählt man für einfache Lederriemen:

$\delta = 5$ mm für b = 50 bis 100 mm
$\delta = 6$ - - b = 100 - 150 -
$\delta = 7$ - - b = 150 - 300 -
$\delta = 8$ - - b = 300 - 500 -

für doppelte Lederriemen:

δ über 8 mm b bis 1200 mm;

für Baumwollriemen:

$$\delta = 6 \text{ bis } 18 \text{ mm} \qquad b = 25 \text{ bis } 1200 \text{ mm};$$

für Gummiriemen:

$$b = 25 \text{ bis } 1000 \text{ mm}.$$

Bei der Wahl der zulässigen Zugspannung k_z hat man zu berücksichtigen, daß der Riemen nicht nur auf Zug, sondern auch bei der Krümmung über den Scheibenumfang auf Biegung beansprucht wird, und zwar um so stärker, je kleiner der Scheibendurchmesser ist. Ferner hat der Riemen bei großer Geschwindigkeit infolge der Zentrifugalkraft das Bestreben, radial nach außen abzufliegen, wodurch die Dehnung desselben erhöht wird, k_z richtet sich deshalb nach der Riemengeschwindigkeit und kann der nachfolgenden Tabelle entnommen werden, wobei man bei sehr kleinen Scheibendurchmessern, ebenso auch bei stark wechselndem stoßweisen Betriebe vorteilhaft noch etwas niedrigere Werte wählt.

Umfangsgeschwindigkeit v =	5	10	15	20	25	30 m/sec.
Einfache Leder- und Gummiriemen k_z =	27	26	24	22	19	16 kg/qcm
Doppelte Lederriemen . . . . k_z =	20	19	17	15	12	9 -
Baumwollriemen . . . . . k_z =	3	—	—	—	—	— -

Da die Festigkeit des Riemens nicht proportional der Dicke wächst, eine große Dicke aber die Biegung erschwert, rechnet man vielfach nicht den Querschnitt nach der größten Spannung 2 P aus, sondern die Riemenbreite nach der Umfangskraft und nimmt den Wert $\frac{P}{b}$, also die Umfangskraft pro cm Riemenbreite nach folgender von C. Otto Gehrkens in Hamburg veröffentlichten Tabelle.

v =	3	5	10	15	20	25 m/sec.
Einfache Riemen.						
D = 100 mm	2	2,5	3	3	3,5	3,5
- 200 -	3	4	5	5,5	6	6,5
- 500 -	5	7	8	9	10	11
- 1000 -	6	8,5	10	11	12	13
- 2000 -	7	10	12	13	14	15
Doppelte Riemen.						
D = 500 mm	8	9	10	11	12	13
- 1000 -	10	12	14	16	17	18
- 2000 -	12	15	20	22	24	25

Für die Berechnung eines Riementriebes können nun zwei verschiedene Fälle vorliegen:

1. Es ist gegeben: der Durchmesser einer Scheibe und die Tourenzahlen beider Wellen, dann gestaltet sich die Berechnung nach folgendem

Beispiel: Von dem zugleich als Riemenscheibe dienenden Schwungrade einer Dampfmaschine, welches 4 m Durchmesser hat, sollen 70 PS auf ein Vorgelege übertragen werden, welches 150 Touren pro Minute macht. Die Tourenzahl der Maschine ist 80 pro Minute.

Gegeben: $D_1 = 4$ m; $n_1 = 80$; $n_2 = 150$; $N = 70$.

Man berechnet zuerst den Durchmesser der Vorgelegescheibe:

$$D_1 n_1 = D_2 n_2$$

$$D_2 = \frac{D_1 n_1}{n_2} = \frac{4 \cdot 80}{150} = 2{,}133 \text{ m},$$

dann die Umfangsgeschwindigkeit:

$$v = \frac{D \pi n}{60} = \frac{4 \pi 80}{60} = 16{,}75 \text{ m/sec.},$$

hierauf die Umfangskraft:

$$P = \frac{75 N}{v} = \frac{75 \cdot 70}{16{,}75} = \sim 315 \text{ kg}$$

und hierauf den Querschnitt mit der zulässigen Spannung $k_z = 23$ kg/qcm (eingeschätzt zwischen $k_z = 24$ für $v = 15$ m/sec. und $k_z = 22$ für $v = 20$ m/sec.):

$$f = \frac{2 P}{k_z} = \frac{630}{23} = 27{,}3 \text{ qcm}.$$

Wählt man die Riemendicke $\delta = 0{,}8$ cm, so erhält man die Breite:

$$b = \frac{f}{\delta} = \frac{27{,}3}{0{,}8} = 34 \text{ cm}.$$

Nach Gehrkens würde man erhalten für $v = 15$ m/sec. und D (Durchmesser der kleinsten Scheibe) = 2000 mm, $\frac{P}{b} = 13$ kg pro cm Riemenbreite, also

$$b = \frac{315}{13} = 25 \text{ cm},$$

einen Wert, der kleiner ist, als der nach der ersten Rechnung gefundene, der also einer höheren Zugspannung k_z entspricht.

2. Der zweite Fall liegt vor, wenn die Tourenzahlen beider Wellen gegeben sind, beide Durchmesser aber noch unbekannt sind.

Man wählt dann zuerst die Riemengeschwindigkeit (Umfangsgeschwindigkeit der Scheiben) und zwar

v bis 15 m/sec. für Nebentriebe,
v - 25, höchstens 30 m/sec. für Haupttriebe.

Die Antriebe von kleinen Werkzeugmaschinen haben oft nur 2 bis 3 m/sec. Riemengeschwindigkeit.

Beispiel: Eine Werkzeugmaschine braucht 8 PS und soll 90 Touren pro Minute machen, die Transmission hat 120 Touren pro Minute.

Gegeben: $N = 8$ PS; $n_2 = 90$; $n_1 = 120$.

Man wählt die Riemengeschwindigkeit, etwa $v = 5$ m/sec., und erhält aus

$$v = \frac{D \pi n}{60}$$

$$D_1 \pi = \frac{60\,v}{n_1} = \frac{60 \cdot 5}{120} = 2{,}5 \text{ m}; \qquad D_1 = 0{,}8 \text{ m}$$

$$D_2 \pi = \frac{60\,v}{n_2} = \frac{60 \cdot 5}{90} = 3{,}33 \text{ m}; \qquad D_2 = 1{,}06 \text{ m}.$$

Die Umfangskraft P ergibt sich zu

$$P = \frac{75\,N}{v} = \frac{75 \cdot 8}{5} = 120 \text{ kg}$$

und der Querschnitt des Riemens

$$f = \frac{2\,P}{k_z} = \frac{240}{27} = 9 \text{ qcm},$$

mit $\delta = 6$ mm ergibt sich

$$b = \frac{f}{\delta} = \frac{9}{0{,}6} = 15 \text{ cm}.$$

Nach Gehrkens würde man für $v = 5$ m/sec.; $D = 800$ (zwischen 500 und 1000) schätzungsweise $\frac{P}{b} = 8$ kg pro cm Riemenbreite wählen und erhielte dann

$$b = \frac{120}{8} = 15 \text{ cm},$$

also hier den gleichen Wert.

Allgemeine Konstruktionsgrundsätze.

Das Riemenmaterial soll möglichst elastisch sein und die Behandlung des Riemens eine derartige, daß die Elastizität möglichst erhalten bleibt.

Das Riemenmaterial ist in der Regel Leder von Stier- und Ochsenhäuten, Kuhleder ist zu ungleichförmig. Die durchschnittliche Stärke ist 5 mm, dieselbe steigt ausnahmsweise bis 8 mm und sinkt bis 3,5 mm. Genügt die einfache Stärke nicht, so wird der Riemen doppelt oder dreifach verwendet. Die größte Breite eines einfachen Riemens ist ca. 1200 mm, da jedoch der Rückenteil weniger nachgiebig ist, möglichst nur 500 bis 600 mm. Breitere Riemen werden durch Nebeneinandersetzen einzelner Riemen hergestellt. Bei breiten Riemen näht man, um das Schwanken und Schlagen zu vermindern, seitliche Beläge von 60 bis 120 mm Breite auf. Riemen von beträchtlicher Breite, von denen Geradlaufen verlangt wird, sind dem Rückenteil der Haut zu entnehmen, aus den Flanken geschnittene Riemen krümmen sich beim Strecken. Die Länge der einzelnen Stücke eines breiten Riemens beträgt bis etwa 1500 mm, die Länge der Verbindungsstellen 200 bis 400 mm.

Die Verbindung erfolgt entweder durch fettgare Nähriemen (Entfernung der Nähte von einander 50 mm, von den Kanten 20 mm; die Riemen werden von der Auflageseite aus durchstochen, die Naht mittels Walzen versenkt), durch besondere Klammern, oder durch Leimen der abgeschrägten Enden. (Leim mit Zusatz von venetianischem Terpentin und wenig Essig, Zusammenpressen während des Leimens, pro qcm Riemenquerschnitt 15 bis 25 qcm Leimfläche.)

Die Festigkeit der Verbindungsstelle beträgt bei vorzüglicher Arbeit 20 bis 30 % weniger, als die des unverletzten Riemens.

Der fertige Riemen soll mindestens einen, besser zwei bis drei Tage durch angehängte Gewichte oder auf der Streckmaschine gedehnt werden, mit einer Belastung, die das zwei- bis dreifache der zu erwartenden Betriebsspannung beträgt. Hierbei erfährt der Riemen eine bleibende Ausdehnung von 4 bis 5 %.

In der Regel läßt man die Fleischseite die Scheibe berühren.

Da der Lederriemen in hohem Grade von dem Feuchtigkeitsgehalt der Atmosphäre beeinflußt wird, so hat man Riemen aus Gummi, Baumwolle, Hanf, Haaren (Filz), Draht, Papier u. s. w. hergestellt. Riemen, die aus einzelnen durch schmiedeeiserne Stifte verbundenen Lederlaschen bestehen, werden unter dem Namen Gliederriemen in den Handel gebracht.

Die Gummiriemen bestehen aus mehreren Lagen Baumwollgewebe zwischen Gummimasse, welche die Verschiebung der Schichten zu verhindern hat. Sie sind teurer als Lederriemen, jedoch in feuchten Räumen, besonders dort, wo Flüssigkeiten verspritzen und dampfen, vorzuziehen.

Baumwollriemen bestehen aus 4 bis 10 untereinander verbundenen Lagen von Baumwollgeweben und sind zum Schutze gegen

Feuchtigkeit imprägniert. Sie sind unempfindlicher gegen Dämpfe und billiger als Lederriemen, lassen sich in beliebiger Breite herstellen, strecken sich aber im Betriebe sehr stark und reiben sich in Riemenausrückern und dergl. an den Seiten auf.

Hanftreibriemen sind weniger elastisch, nur für größere Scheibenabstände anwendbar und wenig im Gebrauch.

Haartreibriemen sind auf besonderen Stühlen hergestellte, feste, dichte Gewebe aus dem Haar der Angoraziege oder dem im Frühjahr ausfallenden Haar der Kamele, mit Baumwolleintrag. Sie zeigen größere Festigkeit und Gleichmäßigkeit, geraden Lauf, können in beliebiger Breite hergestellt werden, sind jedoch teurer als Lederriemen, weniger dehnbar und reiben sich zwischen Riemengabeln auf.

Die Anwendung der Gliederriemen beschränkt sich auf fast horizontale Triebe bei kurzem Achsenabstand, großer Übersetzung und feuchten Räumen.

Gelochte oder perforierte Riemen sollen den Eintritt und Austritt der Luft zwischen Scheibe und Riemen erleichtern, sowie eine Abkühlung des Riemens befördern, sind aber der bedeutenden Schwächung des Riemens wegen nicht zu empfehlen.

Kordelschnüre, Riemenschnüre von höchstens 18 mm Durchmesser dienen zum Antrieb kleiner Maschinen. Die Seiten der Laufrillen für dieselben sollen einen Winkel von 45 bis 50° bilden. Den Schnurdurchmesser kann man aus der Formel $d = 4\sqrt{P}$ berechnen, wenn P die zu übertragende Kraft ist.

Keilriemen sind Doppelriemen von 10 mm Stärke und 15 bis 40 mm Breite, die mit ihren schräggeschnittenen Seiten in passend gedrehten Rillen, also nicht auf dem Umfang der Scheibe, laufen.

Wird die Entfernung der Scheiben sehr klein, so reicht die Elastizität des Riemenmateriales nicht mehr aus, die erforderliche Anspannung hervorzubringen. Man muß dann durch Gewichte oder Federn belastete Spannrollen anwenden.

Bei zu großer Entfernung tritt, besonders bei zu starkem Wechsel in der zu übertragenden Kraft, Schlagen des Riemens und Unsicherheit des Betriebes ein. Man verwendet deshalb bei Entfernungen von mehr als 10 bis 15 m und ebenso dort, wo die Größe der zu übertragenden Kraft zu breite Riemen erfordern würde, oder wo die Kraft auf mehrere Wellen verteilt werden soll, den Seiltrieb. Das größte Übersetzungsverhältnis, für welches der Riementrieb noch anwendbar ist, ist 1 : 5, höchstens 1 : 8. Soll das Übersetzungsverhältnis genau eingehalten werden, oder sind große Kräfte bei geringer Tourenzahl zu übertragen, oder ist der Abstand der Scheiben gering, so ist Zahnradübersetzung anzuwenden.

Einen Riementrieb gewöhnlicher Art (Fig. 122), bei welchem die Scheiben in einer Ebene liegen und die gleiche Umdrehungsrichtung haben, nennt man offenen Riementrieb, ist die Umdrehungsrichtung

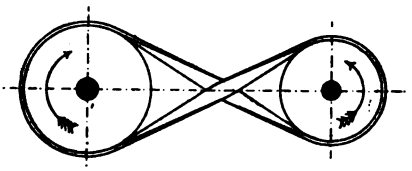


Fig. 123.

der Scheiben die entgegengesetzte, geschränkten (Fig. 123), bilden die Wellen einen Winkel, halbgeschränkten Riementrieb (Fig. 124). Geschränkte Riementriebe sind nur bis etwa 10 m Riemengeschwindigkeit und etwa 150 mm Riemenbreite zulässig. Damit sich der Riemen auf der Scheibe erhält, ist erforderlich, daß derselbe gerade aufläuft. Der durch die Drehung des Riemens verursachten ungleichmäßigen Spannungen wegen müssen die Scheiben beim halbgeschränkten Riementrieb etwas nach außen verschoben werden (Fig. 125) und zwar nach Bach die getriebene Scheibe um

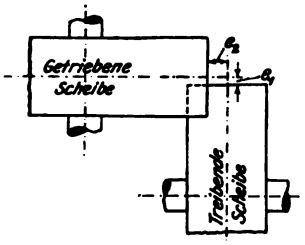


Fig. 125.

$$e_2 = 0{,}5 \text{ bis } 0{,}6\,b$$

(b = Riemenbreite)

die treibende Scheibe um

$$e_1 = 0{,}1 \text{ bis } 0{,}2\,b,$$

dabei ist die getriebene Scheibe um etwa $^1/_3$, die treibende um etwa $^1/_4$ breiter zu nehmen als für geradlaufende Riemen.

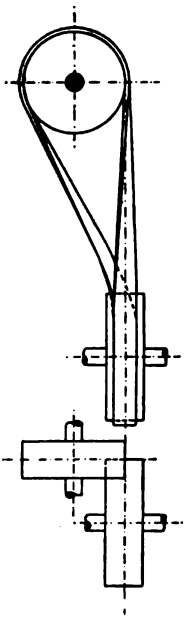


Fig. 124.

Gehrkens liefert für halbgeschränkte Riemen treppenförmig zusammengesetzte (Fig. 126), im abgerollten Zustande sichelförmige Riemen, um die größte Spannung von der äußeren Kante nach der Mitte zu zu verlegen.

Fig. 126.

Durch das durch Wechsel der Spannung bedingte Gleiten sowohl, als durch Ungenauigkeiten in der Anordnung des Betriebes kann ein Abschlagen des Riemens herbeigeführt werden, welches durch Wölbung der Scheiben vermieden wird. Empfehlenswert

ist, nur die getriebene Scheibe zu wölben. Bei halbgeschränkten Riemen ist Wölbung nicht erforderlich.

Soll ein Riementrieb zwischen beliebig verschränkten Wellen angeordnet werden, so muß durch Leitrollen der Riemen so geführt werden, daß er auf die Scheiben gerade aufläuft.

Konische Riemenscheiben (Fig. 127) werden dort verwendet, wo das Übersetzungsverhältnis geändert werden soll. Der Riemen muß dann seitlich geführt und durch die Führung verschiebbar sein.

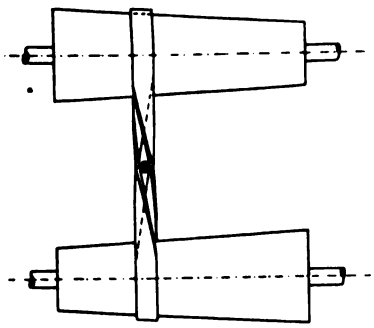


Fig. 127.

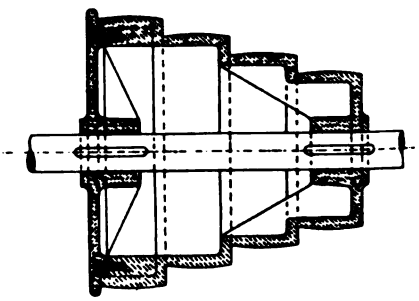


Fig. 128.

Soll das Übersetzungsverhältnis sprungweise geändert werden, so verwendet man die Stufenscheiben (Fig. 128). In beiden Fällen müssen die Scheiben so konstruiert sein, daß bei der Verschiebung die Riemenlänge dieselbe bleibt, was der Fall ist, wenn die Summe der zusammengehörigen Radien dieselbe bleibt. Diese Regel gilt allerdings bei kleinerem Scheibenabstand nur für geschränkten Riementrieb, bei offenem Riementrieb ist dieselbe nur bei größerem Scheibenabstand gültig.

Der Wirkungsgrad eines guten Riementriebes ist 95 bis 97 %, die Betriebsdauer eines gut behandelten Riemens unter Umständen über 20 Jahre.

Um das Gleiten des Riemens zu verringern und andererseits die Haltbarkeit desselben zu erhöhen, schmiert man den Riemen auf der Innenseite mit Rindertalg oder auch mit einem Gemisch von Stearin, Bienenwachs und Degras. Alle harzigen Riemenschmiermittel, wie das viel gebräuchliche Kolophonium, machen den Riemen spröde und brüchig und sind deshalb nicht anzuwenden. Man kann die Haltbarkeit des Riemens sehr erhöhen, wenn man ihn ein- bis zweimal jährlich mit warmem Wasser abwäscht und nach dem Trocknen aufs neue talgt.

Die Riemenscheiben.

(Fig. 129, 130 und 131.)

Das Material ist gewöhnlich Gußeisen; Schmiedeeisen oder Holz kommen seltener zur Verwendung.

Die Breite B des Scheibenkranzes kann für gerade und ruhig laufende Riemen

$$B = 1{,}1\,b + 1\text{ cm}$$

gewählt werden. Geschränkte Riemen und solche, welche unruhig laufen, müssen etwas breitere Scheiben erhalten.

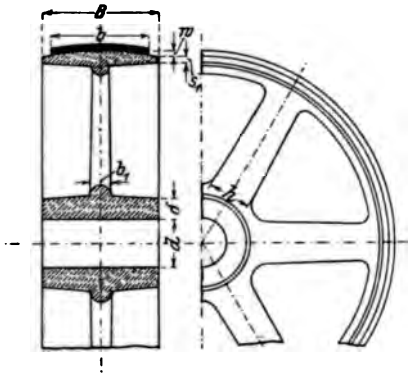


Fig. 129.

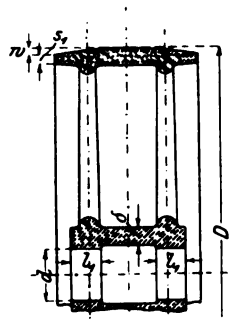


Fig. 130.

Die Randstärke nimmt man

$$s_1 = \frac{R}{100} + 0{,}3\text{ cm (R = Radius in cm)},$$

die Wölbung zweckmäßigerweise

$$w = {}^1/_4\sqrt{B} \text{ bis } {}^1/_3\sqrt{B} \text{ (w und B in mm)}.$$

Die treibenden Scheiben, die Scheiben für geschränkte Riemen, die Scheiben, auf denen der Riemen verschoben werden muß, und die, auf denen mehrere Riemen laufen, sind nicht mit Wölbung zu versehen.

Die Nabenbreite wird gleich der Kranzbreite, bei breiten Scheiben auch oft kleiner, mindestens aber 1,2 d bis 1,5 d (d = Wellendurchmesser) gemacht, die Nabenstärke nimmt man

$$\delta = \frac{d}{8} + 5\text{ mm}$$

$$\text{bis } \delta = 0{,}4\,d + 10 \text{ bis } 15\text{ mm}.$$

Lange Naben macht man hohl und nimmt dabei die Auflagebreite an jeder Seite (Fig. 130)

$$l_1 = 0{,}4\,d \text{ bis } 0{,}5\,d.$$

Die Arme erhielten früher in der Regel eine geschwungene Form, um die Gußspannungen nach Möglichkeit unschädlich zu machen. In neuerer Zeit werden sie gerade hergestellt.

Die Anzahl der Arme nimmt man

$$i = \tfrac{1}{7}\sqrt{D} \text{ bis } \tfrac{1}{6}\sqrt{D} \quad (D \text{ in mm}).$$

Die Arme sind auf Biegung beansprucht und zwar nimmt man der Gußspannungen wegen gewöhnlich an, daß nur der dritte Teil der Arme an der Kraftübertragung teilnimmt.

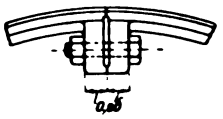


Fig. 131.

Man erhält dann

$$P\,R = \frac{i}{3}\,W \cdot k_b .$$

Für den üblichen elliptischen Querschnitt mit einer Breite b_1 gleich 0,4 der Höhe h_1 ist das Widerstandsmoment

$$W = \frac{1}{10}\,b_1\,h_1^2 = \frac{1}{10} \cdot 0{,}4\,h_1^3$$

und somit, wenn $k_b = 300$ kg/qcm

$$P \cdot R = \frac{i}{3}\,\frac{1}{10} \cdot 0{,}4 \cdot h_1^3 \cdot 300 = 4\,i\,h_1^3$$

oder

$$h_1 = \sqrt[3]{\frac{P\,R}{4\,i}} .$$

Die Arme verjüngen sich nach dem Kranze im Verhältnis 5 : 4.

Bei breiten Scheiben ordnet man vielfach zwei Armkreuze an (Fig. 130).

Um die Scheiben leicht anbringen und abnehmen zu können, sowie bei großen Scheiben mit Rücksicht auf die Herstellung, verwendet man geteilte Scheiben. Man gießt dieselben entweder geteilt oder legt beim Gießen geschwärzte Bleche ein, die nur etwa 5 bis 12 mm Gußrand stehen lassen und sprengt dieselben dann. Den Durchmesser der Verbindungsschrauben nimmt man $d = 0{,}2\sqrt{l\,\delta} + 7$ mm (l = Nabenlänge, δ = Nabenstärke) die Stärke der Lappen = $0{,}8\,\delta$ (siehe Fig. 131).

Schmiedeeiserne Riemenscheiben werden da angewendet, wo es auf geringes Gewicht ankommt, besonders bei großer Geschwindigkeit. Die Arme sind Rundeisen- oder Flacheisenstäbe oder Rohre. Am Kranze werden dieselben versenkt eingenietet oder in am Kranze aufgenietete

Muffen eingeschraubt, an der Nabe, die meist aus Gußeisen oder Stahlguß hergestellt wird, werden dieselben eingegossen, eingeschraubt oder auch in die erwärmte Nabe gut passend eingesetzt.

Holzriemenscheiben zeichnen sich durch Leichtigkeit aus. Der Kranz besteht entweder aus gebogenem Holz oder vielen versetzt verleimten Felgenstücken. Bis ungefähr 30 cm Durchmesser macht man die Scheiben voll, bis 90 cm zweiarmig, größere vierarmig, sehr große Scheiben versieht man mit von den Armen ausgehenden Spreizen.

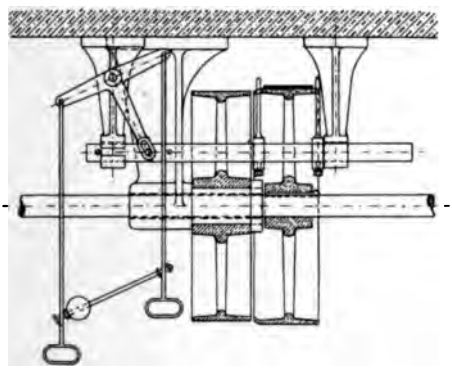


Fig. 132.

Auch aus Hartpapier werden in neuerer Zeit Riemenscheiben hergestellt. (Thüringer Hartpapierwarenfabrik Hermann Fr. Löscher, Gera, Reuß.)

Die gußeisernen Riemenscheiben sind am billigsten, die hölzernen und schmiedeeisernen im allgemeinen teurer. Von etwa 1 m Durchmesser und 200 mm Breite ab sind schmiedeeiserne Riemenscheiben billiger als gußeiserne.

Um die Bewegungsübertragung zeitweilig unterbrechen zu können, ordnet man eine Los- oder Leerscheibe an (Fig. 132). Die Länge der Nabe derselben soll mindestens gleich dem doppelten Wellendurchmesser sein. Die Scheibe muß gegen seitliche Verschiebung geschützt sein, die Lauffläche muß gut geschmiert werden. Vielfach wird die Nabe mit Rotguß ausgebuchst, besser ist jedoch die Anordnung einer die Welle lose umschließenden Buchse, auf der die Scheibe läuft.

Der Riemen wird durch einen denselben gabelförmig umfassenden Riemenausrücker je nach Bedarf auf die Festscheibe oder die Losscheibe verschoben. Der gabelförmige Führer wird durch einen Hebel, der bei leichten Trieben direkt von Hand bewegt wird, bei schweren durch eine Schraubenspindel, bewegt. Bei den ersteren sichert man den Riemen

in den Endstellungen durch ein am Führerhebel angebrachtes Gewicht, welches nach der einen oder der anderen Seite umkippt und ein selbsttätiges Verschieben des Riemens hindert. Ist die Anordnung derartig, daß der Riemen während des Ausgerücktseins ruht, so muß die Losscheibe durch Anpressen an die Festscheibe in Bewegung gesetzt werden, ehe der Riemen auflaufen kann. Zu verschieben ist immer das auflaufende Riemenstück.

B. Der Seiltrieb.

Das Material der Seile ist entweder Hanf oder Baumwolle, oder aber Eisen- oder Gußstahldraht.

Der Drahtseiltrieb wird zur Fortleitung größerer Kräfte auf größere Entfernungen, besonders auch für außerhalb der Gebäude liegende, den Witterungseinflüssen ausgesetzte Triebe verwendet und erfordert der geringen Biegsamkeit des Drahtseiles wegen große Scheiben. Der Hanfseil- und Baumwollseiltrieb eignet sich zur Übertragung größerer oder kleinerer Kräfte auf mittlere Entfernungen, erfordert einen größeren Achsenabstand und größere Scheiben als der Riementrieb, gestattet aber die Übertragung größerer Kräfte, als die durch die größten Riemenabmessungen gegebenen, und ermöglicht vor allen Dingen eine bequeme Verteilung der Kraft von derselben Antriebsscheibe auf verschiedene Wellen.

Die erforderliche Anpressung des Seiles gegen den Umfang der Rillen kann durch das Eigengewicht des Seiles (Drahtseiltrieb), durch Dehnung des Seiles (Betrieb mit Dehnungsspannung) oder auch durch besondere Spannrollen geschehen (Betrieb mit Belastungsspannung). Die beiden letzten Arten finden sich sowohl beim Hanfseil- als beim Baumwollseiltrieb.

1. Der Hanfseiltrieb.

Derselbe wird für Scheibenentfernungen von 5 bis 25 m angewandt, ist jedoch der geringen Schmiegsamkeit des Seiles wegen nur für Scheiben von mehr als 1,5 m Durchmesser zweckmäßig.

Das Material der Hanfseile ist italienischer Hanf, badischer Schleißhanf, Manilahanf oder auch Jute. Für Transmissionshanfseile wählt man am besten badischen Schleißhanf für Innenräume, Manilahanf für Triebe im Freien. Die Seile bestehen aus 3 Litzen, welche wieder aus einer größeren Anzahl Hanffäden zusammengewunden sind.

Für Transmissionsseile sind festgeschlagene Seile zu empfehlen, lose geschlagene sind zwar biegsamer und deshalb für kleinere Scheiben-

·chmesser anwendbar, außerdem leichter und billiger, verändern aber Betriebe ihren Durchmesser zu stark.

Außer den gewöhnlichen runden Seilen hat man auch quadratische l flache Hanfseile. Das Quadratseil wird durch Zusammenflechten hrerer Litzen hergestellt, soll sich weniger und gleichmäßiger strecken, gsamer, fester und um 12 bis 15 % leichter sein als ein Rundseil ı gleichem Querschnitt. Sie lassen sich besser verspleißen und können :h längerer Betriebsdauer um 90° gedreht in die Rillen eingelegt rden, wodurch der Verschleiß gleichmäßiger und deshalb die Haltbar- t größer wird.

Zur Verbindung der Seilenden sind etwa 3 m erforderlich.

Die Dauer eines Hanfseiles beträgt bei sorgfältiger Behandlung zu 6 Jahren und darüber.

Das Hanfseil muß vor der Benutzung sorgfältig getrocknet und treckt und nach dem Auflegen gründlich mit warmem Talg oder neralöl getränkt werden. Diese Einfettung ist während des Betriebes ə 2 bis 3 Monate zu wiederholen, bei Seilen, die im Freien laufen, :h öfter. Seile, die im Freien laufen, werden zweckmäßig mit Teer ränkt, wodurch sie unempfindlicher gegen Witterungseinflüsse und :h etwas fester werden, dafür aber schwerer und weniger biegsam.

Die Anschaffungskosten für Hanfseiltriebe sind für größere Entnungen gewöhnlich niedriger als für Riementriebe, doch haben Hanfltriebe einen ziemlich bedeutenden Kraftverlust durch Gleiten der .le, besonders bei großer Seilzahl wegen der Verschiedenartigkeit der zelnen Seile. Schon unter normalen Verhältnissen kann dieser Ver- t bis 10 % betragen.

Zur Schmierung der Seile werden von den Seilfabriken besondere ımieren in den Handel gebracht.

2. Der Baumwollseiltrieb.

Baumwollseile sind teurer aber geschmeidiger wie Hanfseile und nnen deshalb für kleinere Scheibendurchmesser (bis herab auf die anzigfache Seilstärke) und kleineren Wellenabstand (bis herab auf n) verwendet werden, auch werden sie bei stoßendem Gang bevorzugt.

Für den Antrieb von Laufkranen werden Baumwollseile von 16 : 22 mm verwendet, die bei der größten Last bis zu 20 kg/qcm annung erhalten.

Berechnung der Hanfseiltriebe und Baumwollseiltriebe.

Dieselbe geschieht zunächst wie die Berechnung der Riementriebe. ın berechnet aus der Umfangsgeschwindigkeit, die man 15 bis 20 m/sec.,

bei Baumwollseilen bis 25 m/sec. annimmt, den Durchmesser der Scheibe

$$D\pi = \frac{60\,v}{n}$$

und hierauf die Umfangskraft

$$P = \frac{75\,N}{v}.$$

Der gesamte Seilquerschnitt ergibt sich dann aus der Formel

$$F = \frac{2\,P}{k_z},$$

wobei man k_z um so kleiner nimmt, je kleiner der Scheibenabstand und der Scheibendurchmesser und je größer die Seilgeschwindigkeit ist. Man kann k_z der folgenden Tabelle entnehmen, wobei man der Berechnung den vollen Seilquerschnitt $\frac{\pi J^2}{4}$ zu Grunde zu legen hat.

Seilgeschwindigkeit	$v =$	5	10	15	20 m/sec.
Hanfseile	$k_z =$	12—14	11—13	10—12	8—10 kg qcm
Baumwollseile	$k_z =$	15—20	14—19	13—18	10—16 -

Man wählt nun den Seildurchmesser, den man bei Haupttrieben 40 bis 50 mm, nur ausnahmsweise 60 mm annimmt, und bestimmt die Anzahl z der Seile aus der Formel

$$z = \frac{F}{\frac{\pi J^2}{4}}.$$

Da die Inanspruchnahme des Seiles in erster Linie auch vom Scheibendurchmesser D abhängig ist, so kann man den Seildurchmesser auch nach folgenden Formeln berechnen, die für Geschwindigkeiten bis zu 20 m/sec. gelten:

für Hanfseile

$P = 3\,J^2$ bis $4\,J^2$ wenn $D \geqq 30\,J$
$P = 5\,J^2$ - $6\,J^2$ - $D \geqq 50\,J$,

für Baumwollseile

P bis zu $9\,J^2$ wenn $D \geqq 30\,J$.

Das Seil muß mit 3 bis 5 % Dehnung auf die Scheiben aufgebracht werden.

Längere Seile stützt man in Abständen von 20 bis 25 m durch Rollen.

Um die Kraft auf mehrere Wellen zu verteilen, kann man ein und dasselbe Seil der Reihe nach ein oder mehrere Male um die einzelnen

Seilscheiben schlingen. Der von Reuleaux angegebene Kreisseiltrieb (Fig. 133) ist dabei nicht zu empfehlen, weil das Seil hier immer wieder in der entgegengesetzten Richtung gebogen wird, wobei es sehr ungünstig beansprucht ist. Bei derartigen Seiltrieben ist es vielmehr zu empfehlen, den Trieb, wenn irgend möglich, so anzuordnen, daß das Seil nur nach einer Richtung gebogen wird und nach jeder Umschlingung einer getriebenen Scheibe wieder auf die treibende Scheibe zurückkehrt (Fig. 134). Die erforderliche Anspannung erreicht man dadurch, daß man das Seil über eine Spannrolle führt, welche in einem in Schienen gleitenden Spannwagen gelagert ist und durch ein Gewicht belastet wird. Es empfiehlt sich, die Spannrolle in eine gezogene Schlingung des Seiles zu legen, besonders wenn die zu übertragende Kraft stark wechselt. Das Belastungsgewicht muß in diesem Falle gleich der doppelten Seilspannung, also 2 P sein, liegt die Spannrolle in einer ziehenden Schlingung, dagegen 4 P. Das Belastungsgewicht besteht aus einzelnen Scheiben,

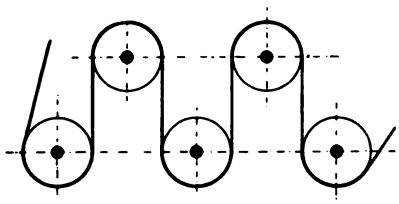


Fig. 133.

sodaß es je nach der zu übertragenden Kraft verändert werden kann. Die Weglänge des Spannwagens ist bei Antrieben in Gebäuden etwa 2,5 %, bei Antrieben im Freien 3 bis 3,5 % der gesamten Seillänge zu nehmen. Ist eine derartige Gleislänge bei den vorliegenden örtlichen Verhältnissen nicht möglich, so muß das Seil später gekürzt werden.

Das Eisenwerk Wülfel vor Hannover rechnet bei seinen Hanfseiltrieben mit Belastungsspannung

$$P = 5\,\Delta^2,$$

wobei der Durchmesser der Treibrollen mindestens 30 bis 40 Δ, der Durchmesser der Leit- und Spannrollen 30 Δ genommen wird. Die Leit- und Spannrollen erhalten kreisförmige Rillen, in denen das Seil am Grunde aufliegt, also nicht klemmt.

Die Berechnung der Hanfseiltriebe soll an nachstehenden Beispielen gezeigt werden.

1. Beispiel: Vom Schwungrad einer Dampfmaschine, welches 4,5 m Durchmesser hat und 80 Touren in der Minute macht, sollen 200 PS auf die Vorgelegewelle übertragen werden, welche 150 Umdrehungen pro Minute macht.

Der Durchmesser der Seilscheibe ergibt sich aus

$$\frac{D_2}{D_1} = \frac{n_1}{n_2}$$

zu

$$D_2 = D_1 \frac{n_1}{n_2} = 4{,}5 \frac{80}{150} = 2{,}4 \text{ m}.$$

Die Seilgeschwindigkeit ist

$$v = \frac{D \pi n}{60} = \frac{4{,}5 \pi 80}{60} = 18{,}84 \text{ m/sec}.$$

und die Umfangskraft

$$P = \frac{75 N}{v} = \frac{75 \cdot 200}{18{,}84} = 796 \text{ kg}.$$

Der gesamte Seilquerschnitt ergibt sich dann aus der Formel

$$F = \frac{2 P}{k_z} = \frac{2 \cdot 796}{10} = 159{,}2 \text{ qcm}.$$

Nimmt man einen Seildurchmesser von 45 mm an, so hat ein Seil einen Querschnitt von 15,9 qcm, wir erhalten also

$$z = \frac{F}{\frac{\pi \Delta^2}{4}} = \frac{159{,}2}{15{,}9} = 10 \text{ Seile}.$$

Da der kleinste Scheibendurchmesser $D = 240$ cm größer als $50 \Delta = 50 . 4{,}5 = 225$ cm ist, so würde die Formel

$$P = 5 \Delta^2 \text{ bis } 6 \Delta^2 = 5 \cdot 20{,}25 \text{ bis } 6 \cdot 20{,}25 = 100 \text{ bis } 120 \text{ kg}$$

als diejenige Kraft ergeben, mit welcher ein Seil beansprucht werden darf. Hiernach würden wir also nur 7 bis 8 Seile nötig haben, unser erstes Resultat gibt also größere Sicherheit.

2. Beispiel: Von der Scheibe I sollen auf Scheibe II (Fig. 134) 90 PS, auf Scheibe III 150 PS und auf Scheibe IV 250 PS übertragen werden. Die Tourenzahlen sind $n_1 = 80$, $n_2 = 150$, $n_3 = 150$, $n_4 = 100$ pro Minute. Es soll ein Hanfseiltrieb mit Belastungsspannung angewendet werden, die Seilgeschwindigkeit sei 15 m/sec.

Die Scheibendurchmesser werden

$$D_1 \pi = \frac{60 v}{n_1} = \frac{60 \cdot 15}{80} = 11{,}25; \qquad D_1 = 3{,}58 \text{ m}$$

$$D_2 \pi = \frac{60 v}{n_2} = \frac{60 \cdot 15}{150} = 6; \qquad D_2 = 1{,}91 \text{ m}$$

$$D_3 = D_2 = 1{,}91 \text{ m}$$

$$D_4 \pi = \frac{60 v}{n_4} = \frac{60 \cdot 15}{100} = 9; \qquad D_4 = 2{,}87 \text{ m}.$$

lle diese Scheibendurchmesser entsprechen, wenn wir ein Seil mm Durchmesser wählen, der Forderung

$$D \geqq 30 \text{ bis } 40\,\Delta.$$

en Durchmesser der Leitrollen und der Spannrolle nehmen wir

$$D = 30\,\Delta = 30 \cdot 5 = 150 \text{ cm}.$$

ie Umfangskräfte an den einzelnen Scheiben ergeben sich zu

$$P_2 = \frac{75 \cdot N_2}{v} = \frac{75 \cdot 90}{15} = 450 \text{ kg}$$

$$P_3 = \frac{75 \cdot N_3}{v} = \frac{75 \cdot 150}{15} = 750 \text{ kg}$$

$$P_4 = \frac{75 \cdot N_4}{v} = \frac{75 \cdot 250}{15} = 1250 \text{ kg}.$$

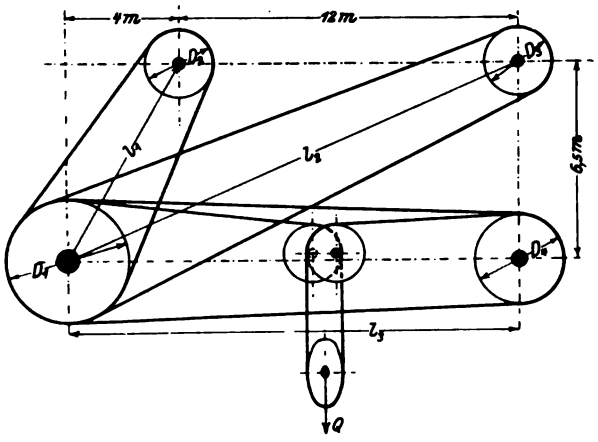


Fig. 134.

etzt man die von einem Seile zu übertragende Kraft

$$P = 5\,\Delta^2 = 5 \cdot 5^2 = 125 \text{ kg},$$

ıcht man für

Scheibe II: $z_2 = \frac{450}{125} = 4$ Umschlingungen,

- III: $z_3 = \frac{750}{125} = 6$ -

- IV: $z_4 = \frac{1250}{125} = 10$ -

treibende Scheibe I also 20 Umschlingungen.

Wenn man die Durchhängung der Seile und die verschiedenen Durchmesser der Scheiben nicht berücksichtigt, so erhält man die Seillänge, indem man die Summe der halben Umfänge bildet und die Mittelpunktsentfernungen der Scheiben für jede Umschlingung zweimal zuzählt.

Man erhält dann

$$l_1 = \sqrt{4^2 + 6{,}5^2} = \sqrt{78{,}25} = \sim 7{,}9 \text{ m}$$

$$l_2 = \sqrt{16^2 + 6{,}5^2} = \sqrt{298{,}25} = \sim 17{,}3 \text{ m}$$

$$l_3 = 16 \text{ m};$$

$$L = 20\frac{D_1\pi}{2} + 4\frac{D_2\pi}{2} + 6\frac{D_3\pi}{2} + 10\frac{D_4\pi}{2} + 8\,l_1 + 12\,l_2 + 20\,l_3$$

$$= 20 \cdot 5{,}6 + 4 \cdot 3 + 6 \cdot 3 + 10 \cdot 4{.}5 + 8 \cdot 7{,}9 + 12 \cdot 17{,}3 + 20 \cdot 16$$

$$= 777{,}8 \text{ m}.$$

Hierzu kommt noch die Schleife für die Spannrolle, welche wir vorläufig dadurch berücksichtigen wollen, daß wir

$$L = 780 \text{ m}$$

setzen.

Die Weglänge des Spannwagens müßte dann, vorausgesetzt, daß der Trieb in einem geschlossenen Raume liegt 2,5 % dieser Länge also ~ 20 m sein. Da diese Länge zu groß ist, muß man die Weglänge des Spannwagens so groß nehmen, als es die räumlichen Verhältnisse zulassen, wird aber dann das Seil nach einiger Zeit kürzen müssen.

Hängen wir, wie die Figur zeigt, den Spannwagen in eine gezogene Schlingung, so ist die Seilspannung P. Die Belastung des Spannwagens muß also $2\,P = 250$ kg sein.

Verwenden wir ein zylindrisches Gußeisengewicht und setzen $h = 2\,d$; spez. Gewicht $\gamma = 7{,}3$, so muß also sein

$$\frac{\pi\,d^2}{4} \cdot h\,\gamma = 250$$

und mit $h = 2\,d$

$$\frac{2\,\pi\,d^3}{4} \cdot \gamma = 250$$

$$d^3 = \frac{250 \cdot 2}{\pi \cdot 7{,}3} = \frac{500}{22{,}9} = 22; \qquad d = 2{,}8 \text{ dm} = 28 \text{ cm}$$

$$h = 2\,d = 56 \text{ cm}.$$

Zum größeren Teil, also etwa mit einer Höhe von 40 cm, gießt man dieses Gewicht aus einem Stück und ersetzt die fehlende Höhe durch geschlitzte Scheiben, also hier etwa 8 Stück von 2 cm Stärke, die sich nach Bedarf wegnehmen lassen, wodurch man die Seilspannung ändern kann.

8. Der Drahtseiltrieb.

Das Material der Drähte ist schwedisches Holzkohleneisen oder Tiegelgußstahl. Die Drähte sind schraubenförmig um Hanfseelen gewunden und mehrere (6 bis 20) solcher Litzen wieder um eine gemeinschaftliche Hanfseele. Drahtseile, bei welchen die Hanfseele durch eine Einlage aus weichem ausgeglühten Draht ersetzt ist, sind unelastischer und selten im Gebrauch. Die Gußstahldrahtseile sind ca. 50 % teurer als die Eisendrahtseile und weniger biegsam, weshalb sie größere Scheibendurchmesser bedingen.

Zum Schutze gegen das Rosten werden die Drähte vielfach verzinkt.

Beim Verspleißen der Seilenden werden dieselben aufgeflochten und die Hanfseelen abgeschnitten. Die Litzen werden dann ineinandergesteckt und verflochten. Hierzu sind etwa 3 m Seil erforderlich.

Im Betriebe ist das Seil alle 3 bis 6 Wochen derart zu schmieren, daß das Schmiermittel auch in das Innere eindringt. Gekochtes Leinöl oder gekochter Talg mit Graphit sind als Seilschmiere zu empfehlen. Bei guten Betriebsverhältnissen halten die Seile einen zwei- bis dreijährigen Betrieb aus.

Die geringste Achsenentfernung der Drahtseilscheiben ist bei kleinen Kräften 15 bis 25 m, bei großen Kräften 30 bis 50 m. Als größte Entfernung ist etwa 150 m anzusehen.

Bei größeren Scheibenabständen ordnet man mehrere Drahtseiltriebe mit etwa je 100 m Achsenabstand an und verwendet für die Zwischenscheiben Seilscheiben mit zwei Rillen. Der Wirkungsgrad der Drahtseiltriebe ist bei 100 m Achsenabstand ungefähr 96 %, bei 1000 m Achsenentfernung noch 90 %. Um die Durchhängung möglichst gering zu halten, legt man das ziehende Seil unten, das gezogene oben hin, wird dieselbe trotzdem zu groß, so ordnet man Tragrollen an.

Berechnung der Drahtseiltriebe.

Aus der Umfangsgeschwindigkeit ermittelt man, wie bei den Hanfseilscheiben, den Durchmesser nach der Formel

$$D\pi = \frac{60\,v}{n}$$

und hierauf die Umfangskraft

$$P = \frac{75\,N}{v}.$$

Die Umfangsgeschwindigkeit (Seilgeschwindigkeit) nimmt man dabei

für kleinere Kräfte $v = 10$ m/sec.
- mittlere - $v = 15$ bis 20 m/sec.
- große - $v = 20$ bis 30 -

Man wählt nun den Drahtdurchmesser δ und berechnet die Anzahl i der Drähte nach der Formel

$$i \frac{\pi \delta^2}{4} = \frac{2P}{k_z},$$

also

$$i = \frac{2P}{\frac{\pi \delta^2}{4} \cdot k_z},$$

wobei k_z so zu wählen ist, daß die Biegungsanstrengung und die Anspannung infolge der Zentrifugalkraft eingeschlossen sind.

Man kann unter der Voraussetzung, daß der Scheibendurchmesser mindestens gleich dem 150 fachen Seildurchmesser, gleichzeitig aber gleich dem 1500 fachen Drahtdurchmesser ist, wählen:

	$v =$	10	15	20	25	30 m/sec.
für Seile aus Eisendraht oder Bessemerstahl	$k_z =$	620	610	590	570	550 kg/qcm
für Seile aus Tiegelgußstahl .	$k_z =$	800	790	770	750	730 -

Ist der Scheibendurchmesser mindestens das 2000 fache vom Drahtdurchmesser, so kann man diese Werte um 25 %, wenn der Scheibendurchmesser mindestens gleich dem 2500 fachen Drahtdurchmesser ist, um 35 % erhöhen.

Nachdem man die Drahtzahl i ermittelt hat, hat man aus der Preisliste eines Seilwerkes ein passendes Drahtseil auszuwählen (siehe Tabelle 6 im Anhang), ist ein solches nicht vorhanden unter Annahme eines anderen Drahtdurchmessers die Rechnung zu wiederholen.

Da die Festigkeit der Drahtseile sich nach der sehr verschiedenen Qualität des verwendeten Drahtmateriales richtet, ist zu erwägen, ob an Stelle obiger Durchschnittswerte von k_z die von dem betreffenden Seilwerk garantierte zulässige Belastung einzusetzen ist.

Nachdem man das erforderliche Seil ermittelt hat, berechnet man die Durchhängung desselben nach den Formeln

$$x = \frac{l^2 G}{8P} \text{ für das gezogene Seilstück}$$

$$y = \frac{l^2 G}{8 \cdot 2P} \text{ für das ziehende Seilstück,}$$

der Scheibenabstand in m und G das Gewicht von 1 m Seil
:hes der Seiltafel entnommen werden muß (Fig. 135).
.e Durchhängung im betriebslosen Zustande ist

$$z = \frac{x + y}{2}.$$

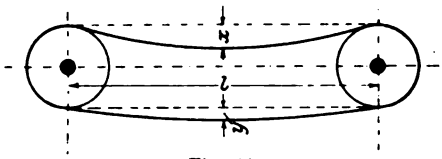


Fig. 135.

:im schiefen Seiltrieb, bei welchem die Scheiben in verschiedener
egen, kann man näherungsweise die Einsenkung h = x bezw.
eines horizontalen Seiltriebes von gleichem Achsenabstand l be-
und hierauf die Einsenkung des Scheitels h' der Seilkurve

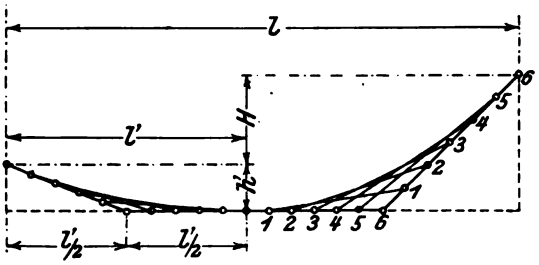


Fig. 136.

:n tiefer gelegenen Auflaufpunkt (Fig. 136) nach der Formel

$$h' = h\left[1 + \frac{1}{16}\left(\frac{H}{h}\right)^2\right] - \frac{H}{2}$$

: Entfernung l' des Scheitels vom tieferen Auflaufspunkt nach
mel

$$l' = \frac{l}{2}\left(1 - \frac{1}{4}\,\frac{H}{h}\right)$$

n, wobei H der Höhenunterschied der Scheibenmitten ist.
ird l', nach obiger Formel berechnet, negativ, so bedeutet das,
Scheitel nicht zwischen den Scheiben, sondern außerhalb der
genden Scheibe gelegen ist.
ie Seilkurve kann man näherungsweise, wie aus der Figur 136
ch, verzeichnen, bei horizontalem Seiltrieb liegt der Scheitel
h in der Mitte.

307363

Die Länge des Drahtseiles kann nach der Formel

$$L = \pi R_1 + \pi R_2 + 2l\left(1 + 2\frac{z^2}{l^2}\right)$$

berechnet werden.

Beispiel: Durch einen Drahtseiltrieb sollen 200 PS auf Entfernung übertragen werden.

Wählen wir die Tourenzahl zu 100 pro Minute und die geschwindigkeit zu 25 m/sec., so erhalten wir

$$D\pi = \frac{60 \cdot v}{n} = \frac{60 \cdot 25}{100} = 15 \text{ m}; \qquad D = 4{,}8 \text{ m}$$

$$P = \frac{75\,N}{v} = \frac{75 \cdot 200}{25} = 600 \text{ kg}$$

und mit $k_z = 570$; $\delta = 2$ mm $= 0{,}2$ cm

$$i = \frac{2P}{\frac{\pi \delta^2}{4} \cdot k_z} = \frac{1200}{0{,}0314 \cdot 570} = 66.$$

In der Tabelle 6 im Anhang finden wir ein Drahtseil von 66 D zu 2 mm Durchmesser. Der Durchmesser dieses Seiles ist $\Delta = 2$ also

$$150\,\Delta = 150 \cdot 28 = 4200 \text{ mm}$$
$$1500\,\delta = 1500 \cdot 2 = 3000 \text{ mm}.$$

Unsere Scheiben von 4,8 m Durchmesser entsprechen also d Wahl von k_z gemachten Voraussetzungen.

Der laufende Meter unseres Seiles wiegt nach Tabelle 6 2 kg, 2 kg), folglich wird

$$x = \frac{l^2 G}{8P} = \frac{80^2 \cdot 2}{8 \cdot 600} = 2{,}66 \text{ m}$$

$$y = \frac{l^2 G}{8 \cdot 2P} = \frac{80^2 \cdot 2}{8 \cdot 1200} = 1{,}33 \text{ m}$$

$$z = \frac{x + y}{2} = \frac{2{,}66 + 1{,}33}{2} = 2 \text{ m}$$

$$L = \pi R_1 + \pi R_2 + 2l\left(1 + 2\frac{z^2}{l^2}\right)$$

$$\pi R_1 + \pi R_2 = \pi D \quad (\text{da } R_1 = R_2),$$

also

$$L = 15 + 160\left(1 + 2\frac{4}{6400}\right) = 175{,}2 \text{ m}.$$

Konstruktion der Hanf- und Drahtseilscheiben.

Für Hanfseilscheiben verwendet man keilförmige Rillen, ' eil etwas einklemmen. Die Schräge der Seitenflächen ist

anderen Verhältnisse sind in Fig. 137 eingeschrieben. Kreisrunde
en, welche das Seil nicht klemmen, haben sich nicht bewährt, da
Erzeugung der am Umfange nötigen Reibung eine viel größere Seil-
nung erforderlich ist, als bei keilförmigen Rillen. Die Rillen sind
u auszudrehen, in manchen Werkstätten werden dieselben gefräst.

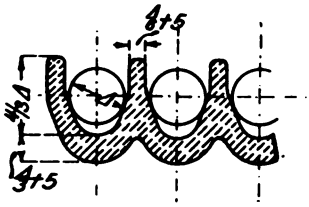


Fig. 137.

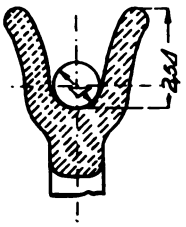


Fig. 138.

Baumwollseile wird im allgemeinen die Neigung der Rillenwände
s größer genommen als für Hanfseile, bei Laufkranen etwa 15°.
rollen und Spannrollen erhalten halbkreisförmige Rillen, der Radius
Rundung derselben ist wenig größer als der Seilradius.

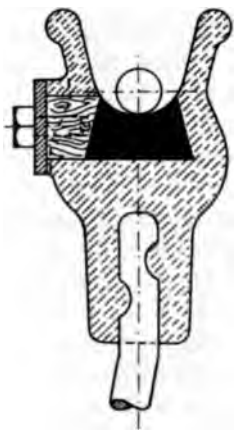


Fig. 139.

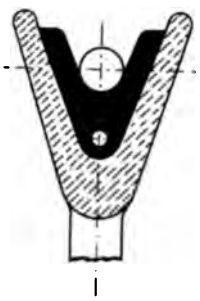


Fig. 140.

Nabe und Arme, sowie die Verbindungsschrauben bei mehrteiligen
iben sind nach den unter „Berechnung der Riemenscheiben“ gegebenen
neln zu dimensionieren. Besondere Sorgfalt ist den Kranzverbindungen
wenden, namentlich bei geringer Armzahl, der durch die Zentrifugal-
t hervorgerufenen Biegungsanstrengung des Kranzes wegen. Kreuz-
ige Arme sind nach den unter „Berechnung der Zahnräder“ gegebenen
neln zu berechnen.

Die Drahtseilscheiben erhalten entweder Rillen nach Figur 138, bei welchen das Seil direkt in der gußeisernen Rille aufliegt, oder Rillen nach Figur 139, welche mit Leder, Guttapercha oder Holz ausgefüttert

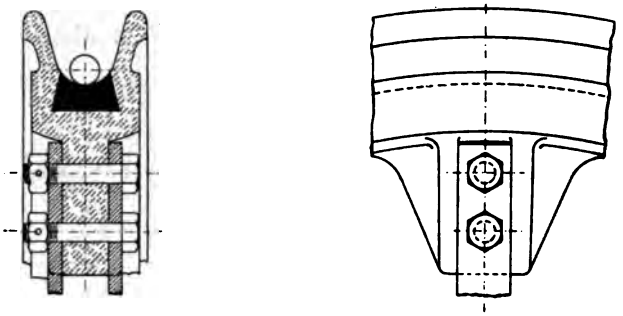


Fig. 141.

sind. Bei Holzausfütterung soll die Faser radial stehen. Das Einbringen der Holz- oder Ledersegmente geschieht gewöhnlich durch ein an der Seite der Rille ausgespartes Loch, welches durch eine Verschraubung geschlossen wird. Lederscheiben können auch schräg durch die Rille eingebracht und dann gerade geklopft werden. Als Schlußstück verwendet man dann einen mit Leim bestrichenen Holzkeil. Eine von Heckel in St. Johann-Saarbrücken ausgeführte Ausfütterung zeigt Figur 140. Die Lederscheiben werden hier durch eine Drahtlitze zusammengehalten. Die Rillen sind stets auszudrehen.

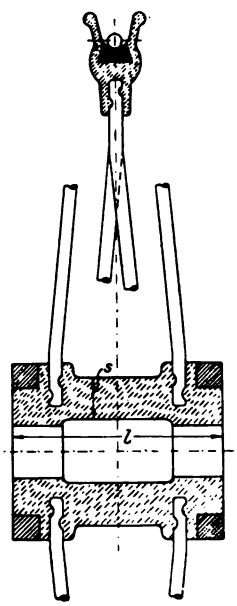


Fig. 142.

Sofern Drahtseilscheiben gußeiserne Arme erhalten, sind diese wie die Arme der Riemenscheiben oder Zahnräder zu berechnen. Bei großen Drahtseilscheiben verwendet man rechteckige oder runde schmiedeeiserne Arme, die am Kranze und an der Nabe verschraubt oder auch eingegossen werden, wie Figur 141 bezw. Figur 142 zeigt. Die Arme sind abwechselnd nach rechts und links gebogen, die Nabe ist reichlich lang zu machen, um die Stabilität der Scheibe zu erhöhen.

Ist D der Scheibendurchmesser, Δ der Seildurchmesser und d der Durchmesser der Bohrung, so kann man nehmen:

die Nabenlänge

$$l = 0{,}08\,D + 5\,\Delta,$$

die Nabenstärke

$$s = 0{,}85\,d + 2\text{ cm}.$$

Die Anzahl der schmiedeeisernen Arme nimmt man, um den Kranz an möglichst vielen Punkten zu stützen, möglichst groß, soviel auf dem Umfang der Nabe bei der gewählten Befestigungsart Platz haben. Die Entfernung derselben soll am Umfang der Scheibe möglichst nicht größer sein als die dreißigfache Seilstärke. Die Dimensionen der Arme berechnet man aus der Biegungsfestigkeitsformel:

$$P\,\frac{D}{2} = z\,W\,k_b,$$

wobei z = Anzahl der Arme,

$$W = \frac{d^3}{10} \text{ bei kreisförmigem Querschnitt,}$$

$$W = \frac{b\,h^2}{6} \text{ bei rechteckigem Querschnitt}$$

ist, und k_b etwa 750 kg/qcm genommen werden kann.

Die Breite der rechteckigen Arme nimmt man gewöhnlich $b = \frac{h}{6}$.

Da gewöhnliche Keile große Scheiben oft merklich schief ziehen, sind Tangentialkeile zu empfehlen.

C. Reibungsräder.

Während bei den Riemen- und Seilscheiben ein Zwischenglied (der Riemen oder das Seil), welches durch die Reibung am Umfange der Scheiben mitgenommen wird, die Bewegung überträgt, wird bei den Reibungs- oder Friktionsrädern die Mitnahme durch die Reibung zwischen den direkt aufeinander gepreßten Umfängen der Scheiben bewirkt.

Die Umdrehungsrichtung der Scheiben ist dabei, von dem selten vorkommenden Falle des inneren Eingriffs (den Zahnrädern mit Innenverzahnung entsprechend) abgesehen, die entgegengesetzte.

Man unterscheidet:

Stirnräder für parallele Wellen;
Kegelräder für sich schneidende Wellen;
Hyperboloidenräder für windschiefe Wellen.

Wenn Mitnahme erfolgen soll, so muß die Reibung am Umfange mindestens gleich der Umfangskraft

$$P = \frac{75\,N}{v}$$

sein, es muß also, wenn Q der Druck ist, mit dem die Umfänge gegen-

einandergepreßt werden, und μ der Reibungskoeffizient,

$$Q\,\mu \geqq P \quad \text{oder} \quad Q \geqq \frac{P}{\mu}$$

sein.

Den Reibungskoeffizienten μ kann man hierbei setzen:

Gußeisen auf Gußeisen	0,15 bis 0,2
Leder - -	0,25 - 0,3
Gepreßtes Papier auf Gußeisen	0,2 - 0,3
Holz auf Gußeisen	0,3 - 0,5
- - Holz	0,4 - 0,6

Der Wirkungsgrad der Reibungsräder ist, wenn der Scheibendurch-

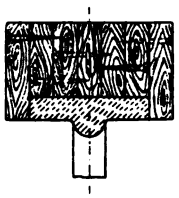


Fig. 143.

messer im Vergleich zum Zapfendurchmesser nicht zu klein genommen wird ($D \geqq 10\,d$), bei Stirnrädern

Gußeisen auf Gußeisen	$\sim$ 0,92
- - Holz, Leder oder Papier	$\sim$ 0,93

Gewöhnlich versieht man, um die Reibung zu erhöhen, das treibende Rad mit Holz- oder Ledersegmenten, Papierscheiben, die zwischen Bordscheiben stark zusammengepreßt und dann abgedreht werden, oder aufgekitteten Lederriemen. Gummi wird nur bei kleineren Kräften angewendet, Holz nützt sich schnell ab, Stahl auf Gußeisen versagt ganz.

Soll eine zu starke Zusammenpressung des Umfanges vermieden werden, so muß das Rad genügende Breite haben. Die zulässige Anpressung pro cm Radbreite beträgt bei Gußeisen 75 bis 100 kg, bei Papier 60 kg, bei Leder 36 kg, bei Holz 8 bis 10 kg.

Die Reibungsräder führt man, um den Kranz gleichmäßig zu stützen, gewöhnlich voll aus, wählt man bei größeren Rädern Arme, so ist der Kranz genügend steif zu machen.

Die Reibungsräder haben, da die Anpressung sich auf die Zapfen überträgt und infolgedessen hohe Zapfenreibung erzeugt, einen geringeren Wirkungsgrad als die Zahnräder, sind jedoch Stößen gegenüber unempfindlicher als diese.

Um den erforderlichen Anpressungsdruck zu verringern, verwendet man Reibungsräder mit keilförmigen Rillen (Fig. 144 und 145). Der die

Reibung erzeugende Normaldruck ergibt sich dann durch Zerlegen des Anpressungsdruckes Q in zwei zu den Reibungsflächen senkrechte Komponenten (Fig. 144).

Den Winkel 2α nimmt man 30 bis 40°. Statt $P \leqq \mu Q$ hat man dann zu setzen

$$P \leqq \frac{\mu Q}{\sin \alpha + \mu \cos \alpha}.$$

Dies gibt für $2\alpha = 33^1/_2{}^0$ (Neigung der Keilseiten 3 : 10)

$$P \leqq 0{,}35\, Q.$$

Der Berechnung dieses Wertes ist jedoch radiales Eindringen des

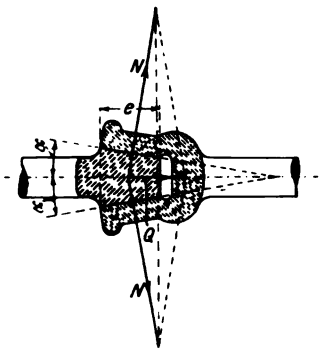


Fig. 144.

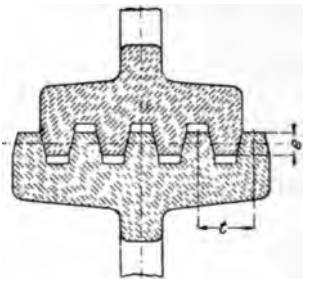


Fig. 145.

Keiles in die Nut zu Grunde gelegt, da sich der Keil aber seitlich in die Rille einschiebt, gestalten sich die Verhältnisse anders, sodaß man

$$P \leqq 0{,}5\, Q$$

setzen kann.

Da eine Rille in der Regel nicht zur Aufnahme der Umfangskraft ausreicht, so verwendet man mehrere ($z = 3$ bis 10) nebeneinanderliegende Nuten und macht die Teilung

$$t = 0{,}4 \text{ cm} + 0{,}15 \sqrt{\frac{P}{z}}$$

und die Tiefe der Eingriffsstrecke $e = 0{,}3\, t$ (möglichst nicht über 1 cm). Hierbei wird der Wirkungsgrad $\eta \sim 0{,}95$. Größere Tiefe der Eingriffsstrecke hat große Arbeitsverluste durch Gleiten und starke Abnutzung zur Folge, da nur die mittleren Kreise sich aufeinander abrollen können.

Da wegen der kleineren Anpressung Q auch die Zapfenreibung geringer wird, die Herstellungskosten der mit Rillen versehenen Räder aber höher sind als die glatter Reibungsräder, so kann man den Durchmesser geringer nehmen, etwa $D > 6$ bis 7 d.

Die Anpressung des einen Rades gegen das andere erfolgt mittels Gewicht, Feder oder Druckschraube.

Beispiel: Von einer Welle, mit 70 Touren pro Minute, sollen 12 PS auf eine Welle übertragen werden, welche 40 Umdrehungen in der Minute macht.

Da der Wirkungsgrad 0,93 genommen werden kann, so muß die treibende Welle

$$N_1 = \frac{N_2}{0{,}93} = \frac{12}{0{,}93} = 13 \text{ PS}$$

abgeben.

Der Durchmesser der treibenden Welle wird dann

$$d_1 = 12 \sqrt[4]{\frac{N_1}{n_1}} = 12 \sqrt[4]{\frac{13}{70}} = 7{,}9 \sim 8 \text{ cm},$$

der der getriebenen Welle

$$d_2 = 12 \sqrt[4]{\frac{N_2}{n_2}} = 12 \sqrt[4]{\frac{12}{40}} = 8{,}9 \sim 9 \text{ cm}.$$

Nehmen wir

$$D_1 = 6\, d_1 = 48 \text{ cm},$$

so ergibt sich

$$D_2 = \frac{D_1 n_1}{n_2} = \frac{48 \cdot 70}{40} = 84 \text{ cm}.$$

Die Umfangsgeschwindigkeit wird dann

$$v = \frac{D_1 \pi n_1}{60} = \frac{0{,}48 \cdot \pi\, 70}{60} = 1{,}75 \text{ m/sec.},$$

somit die Umfangskraft

$$P = \frac{75\, N_1}{v} = \frac{75 \cdot 13}{1{,}75} = 556 \text{ kg}$$

und die Anpressung

$$Q = 2\, P = 1112 \text{ kg}.$$

Wir wählen 6 Nuten und erhalten

$$t = 0{,}4 + 0{,}15 \sqrt{\frac{556}{6}} = 1{,}84 \sim 1{,}9 \text{ cm}$$

und die Eingriffslinie

$$e = 0{,}3\, t = \sim 0{,}6 \text{ cm}.$$

Bei sich schneidenden Wellen verwendet man **kegelförmige Reibungsräder** (Fig. 146). Wenn kein Gleiten stattfinden soll, so müssen die Übersetzungsverhältnisse aller sich berührenden Kreise dieselben sein, was der Fall ist, wenn die Kegelspitzen zusammenfallen. Damit dies dauernd der Fall ist, müssen die Wellen sehr sicher gelagert

sein. Die Anpressung Q muß hier senkrecht zur Berührungslinie stehen, wozu, wenn α der Neigungswinkel der Kegelseite, gegen die Wellenmittellinie ist, eine achsiale Pressung

$$Q_1 = Q \sin \alpha$$

erforderlich ist.

Hyperboloiden- oder Hyperbelräder für windschiefe Wellen erhalten hyperboloidisch gekrümmte Berührungsflächen. Dieselben sind der schwierigen Herstellung wegen wenig im Gebrauch und können in den meisten Fällen durch Anordnung einer Zwischenwelle vermieden werden.

Nabe, Arme und Radkranz der Reibungsräder können etwas kräftiger ausgeführt werden, als für Zahnräder angegeben ist.

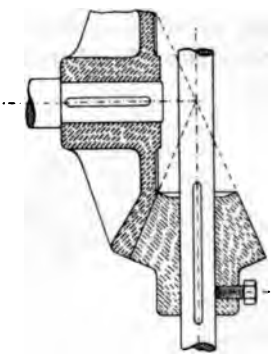


Fig. 146.

D. Zahnräder.

Die Mitnahme erfolgt hier durch gesetzmäßig gestaltete Vorsprünge, die Zähne, die in entsprechende Vertiefungen, die Zahnlücken, eingreifen.

Die genaue Konstruktion der Zahnprofile wird im folgenden beschrieben werden; gewöhnlich wählt man Näherungskonstruktionen, und zwar die Evolventenverzahnung für Räder von mehr als 30 Zähnen, besonders bei großem Zahndruck und stoßweiser Belastung, da dieselbe einen breiten Zahnfuß gibt und leicht herzustellen ist, die Zykloidenverzahnung des besseren Eingriffs wegen bei größeren Geschwindigkeiten. Die Evolventenverzahnung hat den Vorteil, daß sie geringe Änderungen im Wellenabstand gestattet.

1. Berechnung der Zahnräder.

Für das Übersetzungsverhältnis, welches man für Triebwerksräder höchstens 1 : 4 bis 1 : 6, für Windenräder höchstens 1 : 10 nimmt, gilt die Formel

$$\frac{D_1}{D_2} = \frac{n_2}{n_1}.$$

Da die Abstände zweier Zähne, die Zahnteilungen t, für Räder, die zusammen arbeiten sollen, gleich groß sein müssen, so erhalten wir die Umfänge der Zahnräder, indem wir die gemeinsame Teilung t mit den Zähnezahlen z_1 und z_2 multiplizieren:

$$D_1 \pi = z_1 t$$
$$D_2 \pi = z_2 t.$$

Hieraus folgt, daß sich die Durchmesser zusammenarbeitender Zahnräder verhalten wie die Zähnezahlen, man kann deshalb auch setzen

$$\frac{z_1}{z_2} = \frac{n_2}{n_1}.$$

Aus den obigen Formeln für den Umfang ergibt sich

$$D = \frac{z\,t}{\pi} = \frac{z \cdot t}{3{,}14},$$

man erhält also, wenn man für t eine ganze Zahl wählt, für den Durchmesser eine Bruchzahl. Da es nun erwünscht ist, für den Durchmesser

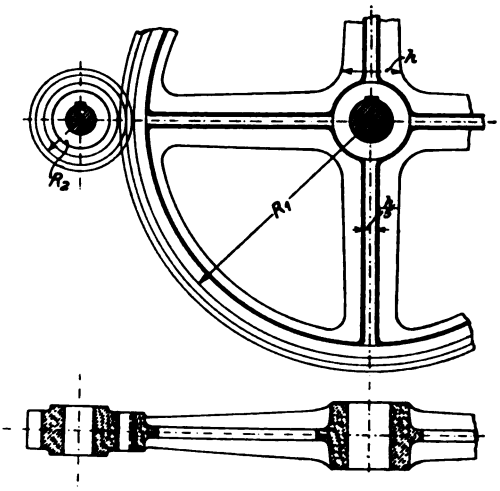


Fig. 147.

glatte Werte zu bekommen, so bringt man den Bruch in die Teilung, indem man setzt

$$t = x\,\pi.$$

Die Zahl x nennt man den Modul. Ist derselbe eine ganze Zahl, so wird es auch der Durchmesser, denn aus

$$D\,\pi = z \cdot t = z\,x\,\pi$$

ergibt sich

$$D = z \cdot x$$

Durchmesser = Zähnezahl × Modul oder

$$z = \frac{D}{x}$$

$$\text{Zähnezahl} = \frac{\text{Durchmesser}}{\text{Modul}}.$$

Als Durchmesser ist hier der sogenannte Teilkreisdurchmesser zu setzen, der Durchmesser desjenigen Kreises, in welchem sich die Zahnräder in der Mittellinie berühren. Auf diesem Kreise ist auch die Zahnteilung abzutragen. Der Zahnkopf liegt 0,3 t über, der Zahnfuß 0,4 t unter der Teilung. Die Zahnstärke ist bei genau gefrästen Zähnen

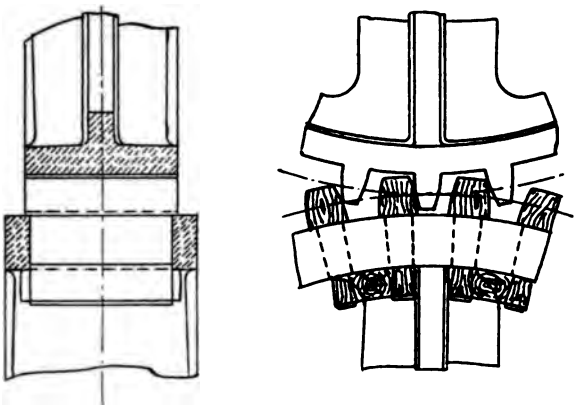


Fig. 148.

0,5 t, bei gegossenen Zähnen $^{19}/_{40}$ t. Arbeiten ein Rad mit Eisenzähnen und eins mit Holzzähnen zusammen, so nimmt man den Eisenzahn $^{16}/_{40}$ t, den Holzzahn $^{23}/_{40}$ t.

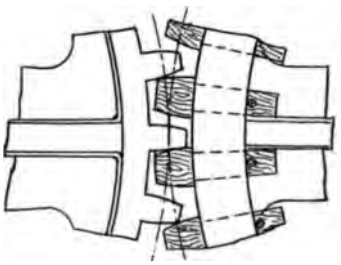


Fig. 149.

Der Zahn wird durch die Umfangskraft

$$P = \frac{75\,N}{v}$$

auf Biegung beansprucht. Denkt man sich dieselbe im ungünstigsten Falle an der Spitze des Zahnes, also am Hebelarme 0,7 t wirkend, so ist das Biegungsmoment

$$P \cdot 0{,}7\ t.$$

Die Anhaftungsfläche des Zahnes ist ein Rechteck, dessen Breite die Zahnbreite b und dessen Höhe die halbe Zahnteilung ist, das Widerstandsmoment ist also

$$\frac{b\,h^2}{6} = \frac{b\left(\frac{t}{2}\right)^2}{6} = \frac{b\,t^2}{24}.$$

Folglich muß sein

$$P \cdot 0{,}7\,t = \frac{b\,t^2}{24} \cdot k_b,$$

woraus sich ergibt

$$P = \frac{b\,t^2 \cdot k_b}{24 \cdot 0{,}7\,t}$$

oder

$$P = \frac{b\,t\,k_b}{16{,}8}.$$

Nimmt man $b = \psi\,t$, so ergibt sich

$$P = \frac{\psi\,t^2\,k_b}{16{,}8} \quad \text{oder} \quad t = \sqrt{\frac{16{,}8\,P}{\psi\,k_b}}.$$

Das Verhältnis ψ der Zahnbreite zur Teilung nimmt man für Winden, Krane u. s. w. 2 bis 2.5, für Triebwerksräder 2.5 bis 3.5 oder mehr.

Außer der Festigkeit muß bei der Berechnung von Zahnrädern noch der Abnutzung Rechnung getragen werden, weshalb man k_b um so kleiner einsetzt, je größer die Umfangsgeschwindigkeit

$$v = \frac{D\,\pi\,n}{60}$$

ist.

Bei einer Umfangsgeschwindigkeit v	0.25	0.5	1.0	2.0	3.0	5.0	7.0	9.0	11 = sec.
Bei einem Zahnrad k_b	560	448	420	373	280	224	168	170	140 kg qcm
Hanf	1120	896	840	746	560	448	336	340	280 "
Holz	1680	1344	1260	1120	840	672	504	510	420 "
Guß-									
eisen	840	672	630	560	420	336	252	255	210 "
Bronze	840	672	630	560	420	336	252	255	210 "
Metall	1260	1008	945	840	630	504	378	382	315 "
Hanf	84	67	63	56	42	34	25	26	21 "
Holz	56	45	42	37	28	22	17	17	14 "

Bei gewöhnlichen Zahnrädern geht man mit der Umfangsgeschwindigkeit nicht gern über 4 bis 5 m/sec. hinaus. Für Geschwindigkeiten von 8 bis 9 m/sec. verwendet man Deltametall oder Bronzeräder auf Eisen oder Stahl, bei 10 bis 13 m/sec. Rohhaut- oder Vulkanfiberräder auf Gußeisen oder Stahl. Die letztgenannten Materialien werden ebenso wie die Holzzähne zwecks Verminderung des Geräusches verwandt. Die Rohhaut- oder Vulkanfiberverzahnung darf nicht direkt auf der Welle sitzen, sondern wird gewöhnlich auf einem Gußeisenkörper befestigt. Die Holzkämme werden aus Weißbuche hergestellt und in Leinöl gekocht.

Holzzahnräder sowie Rohhaut- und Vulkanfiberräder müssen mit einer Fettschmiere dauernd geschmiert werden. Schnelllaufende Räder läßt man in Öl tauchen, bei sehr großen Geschwindigkeiten leitet man einen Ölstrahl zwischen die Zahnflanken.

Die Stärke des Zahnkranzes macht man 0,5 t bis 0,6 t, die Nabenstärke $\frac{d}{3} + 5$ bis 10 mm, die Nabenlänge gewöhnlich gleich der Zahnbreite, mindestens aber gleich der Bohrung.

Elliptische Arme können nach der unter Riemenscheiben gegebenen Formel berechnet werden, kreuzförmige Arme berechnet man, wenn i die Anzahl, h die Höhe der Arme an der Nabe ist, nach der Formel

$$h = \sqrt[3]{\frac{P\,R}{2{,}5\,i}} \quad \text{(h und R in cm)}.$$

R ist hier der Abstand des Teilkreises von der Nabe, man kann jedoch auch den vollen Radius setzen und dafür die Armhöhe statt am Umfang der Nabe in der Mittellinie auftragen.

Die Rippenstärke macht man $\frac{h}{5}$, die Verjüngung von der Nabe nach dem Zahnkranz 5 : 4.

Die Anzahl der Arme kann man

$$i = \frac{1}{6}\sqrt{D} \text{ bis } \frac{1}{8}\sqrt{D} \quad \text{(D in mm)}$$

nehmen.

Die geringste Zähnezahl soll bei Triebwerksrädern etwa 24, bei Windenrädern etwa 12 sein, Ausnahmen bilden die Triebe bei Zahnstangenwinden, bei denen man nur 3 bis 6 Zähne hat; für diese Triebe sind jedoch die gewöhnlichen Zahnkonstruktionen nicht mehr anwendbar.

Zahnräder mit unbearbeiteten Zähnen müssen mit einer Belastung, welche höchstens die Hälfte des sonst zulässigen Zahndrucks betragen soll, einlaufen, wobei es wünschenswert ist, daß immer dieselben Zahnflanken aufeinanderreiben, weshalb hier die Übersetzungsverhältnisse

1 : 2, 1 : 3 u. s. w. anderen Übersetzungsverhältnissen wie 2 : 3, 3 : 4 u. s. w. vorzuziehen sind.

Ist bei Zahnrädern, bei welchen Holz auf Eisen läuft, der Zahndruck veränderlich, so soll nie das Zahnrad die Holzkämme erhalten, von welchem die Veränderlichkeit des Zahndruckes ausgeht.

Die Zähnezahl eines Rades mit Holzzähnen muß durch die Armzahl teilbar sein, sonst können die Arme nicht gleichmäßig verteilt werden, da die Rippe des Armes immer zwischen zwei Zähnen stehen muß.

Bei Zahnstangentrieben ist es zweckmäßig, die obere Kante des Zahnes abzurunden.

1. Beispiel: Das Rädervorgelege für eine Bauwinde soll ein Übersetzungsverhältnis von 1 : 8 haben und eine Kraft von 270 kg übertragen.

Wir wählen $\psi = 2$ und $z_1 = 12$ Zähne. k_b könnten wir, da die Umfangsgeschwindigkeit sehr klein ist, nach unserer Tabelle = 500 kg/qcm nehmen, mit Rücksicht auf vorkommende Stöße und mit Rücksicht darauf, daß ein sorgfältiger Betrieb hier in der Regel nicht angenommen werden kann, wählen wir $k_b = 300$ kg/qcm.

Wir erhalten dann

$$t = \sqrt{\frac{16{,}8\,P}{\psi\, k_b}} = \sqrt{\frac{16{,}8 \cdot 270}{2 \cdot 300}} = 2{,}75 \text{ cm} = 9\,\pi \text{ mm}$$

$$D_1 = z_1\, x = 12 \cdot 9 = 108 \text{ mm}$$

$$z_2 = 8 \cdot z_1 = 96 \text{ Zähne}$$

$$D_2 = z_2\, x = 96 \cdot 9 = 864 \text{ mm}.$$

Die Zahnbreite ist

$$b = \psi\, t = 2 \cdot 28 = 56 \text{ mm}.$$

Das Drehmoment für die erste Welle ist

$$M_d = 270 \cdot 5{,}4 = 1458 \text{ cmkg},$$

folglich der Wellendurchmesser

$$d_1 = 0{,}734 \sqrt[4]{M_d} = 0{,}734 \sqrt[4]{1458} = 4{,}5 \text{ cm}.$$

Das Drehmoment der zweiten Welle ist

$$M_d = 270 \cdot 43{,}2 = 11664 \text{ cmkg},$$

folglich

$$d_2 = 0{,}734 \sqrt[4]{270 \cdot 43{,}2} = 7{,}5 \text{ cm}.$$

Das kleine Rad wird voll gegossen, die Nabenstärke des großen wird

$$\frac{d}{3} + 5 \text{ mm} = \frac{75}{3} + 5 = 30 \text{ mm},$$

Nabenlänge $\sim 1{,}5\, d_2 = \sim 12$ cm.

Die Anzahl der Arme ergibt sich zu

$$i = \frac{1}{7}\sqrt{D} = \frac{1}{7}\sqrt{864} = 4$$

und somit die Höhe der Arme an der Nabe

$$h = \sqrt[3]{\frac{P\,R}{2{,}5\,i}} = \sqrt[3]{\frac{270 \cdot 43{,}2}{2{,}5 \cdot 4}} = 10{,}5 \text{ cm}$$

und die Rippenstärke $\frac{h}{5} = 2{,}1$ cm.

Ferner erhalten wir

$$\text{Zahnstärke} = \frac{19}{40}\,t = 13{,}44 \text{ mm},$$

$$\text{Zahnlücke} = \frac{21}{40}\,t = 14{,}85 \text{ mm},$$

$$\text{Zahnhöhe} = 0{,}7\,t = 19{,}8 \text{ mm},$$

$$\text{Stärke des Zahnkranzes} = 0{,}5\,t \text{ bis } 0{,}6\,t = 16 \text{ mm}.$$

2. Beispiel. Von einer Welle, welche 900 Touren pro Minute macht, sollen 11 PS auf eine Welle mit 250 Touren pro Minute übertragen werden. Als treibendes Rad soll ein Rohhauttrieb, als getriebenes ein Gußeisenrad Verwendung finden.

Wir wählen den Durchmesser des Rohhauttriebes zu 160 mm und erhalten dabei eine Umfangsgeschwindigkeit

$$v = \frac{D_1\,\pi\,n_1}{60} = \frac{0{,}16\,\pi\,900}{60} = 7{,}5 \text{ m/sec}.$$

und eine Umfangskraft

$$P = \frac{75\,N}{v} = \frac{75 \cdot 11}{7{,}5} = 110 \text{ kg}.$$

Aus der Tabelle entnehmen wir $k_b = 190$ kg/qcm, womit sich ergibt

$$t = \sqrt{\frac{16{,}8\,P}{\psi\,k_b}} = \sqrt{\frac{16{,}8 \cdot 110}{2 \cdot 190}} = 2{,}1 \text{ cm} = 7\,\pi \text{ mm}.$$

Die Zähnezahl des Rohhauttriebes wird dann

$$z_1 = \frac{D_1}{x} = \frac{160}{7} = 23 \text{ Zähne}$$

und somit der genaue Durchmesser des Triebes

$$D_1 = z_1\,x = 23 \cdot 7 = 161 \text{ mm}.$$

Die Zähnezahl des Gußeisenrades erhalten wir aus der Formel

$$\frac{z_2}{z_1} = \frac{n_1}{n_2}; \qquad z_2 = \frac{z_1\,n_1}{n_2} = \frac{23 \cdot 900}{250} = 83$$

und den Durchmesser desselben aus

$$D_2 = z_2 x = 83 \cdot 7 = 581 \text{ mm}.$$

Die erste Welle erhält einen Durchmesser

$$d_1 = 12\sqrt[4]{\frac{N}{n}} = 12\sqrt[4]{\frac{11}{900}} = 4 \text{ cm},$$

die zweite Welle

$$d_2 = 12\sqrt[4]{\frac{11}{250}} = 5{,}6 \text{ cm}.$$

Die Nabenstärke des Gußeisenrades nehmen wir

$$\frac{d}{3} + 5 \text{ mm} = \frac{56}{3} + 5 = \sim 25 \text{ mm},$$

die Nabenlänge etwa

$$1{,}5\, d_2 = 1{,}5 \cdot 5{,}6 = \sim 9 \text{ cm}.$$

Die Anzahl der Arme ergibt sich zu

$$i = \frac{1}{7}\sqrt{581} = 3{,}44 \sim 4$$

und somit die Höhe der Arme an der Nabe

$$h = \sqrt[3]{\frac{PR}{2{,}5\, i}} = \sqrt[3]{\frac{110 \cdot 29}{2{,}5 \cdot 4}} = 6{,}8 \text{ cm}.$$

Die Rippenstärke der kreuzförmigen Arme wird

$$\frac{h}{5} = 14 \text{ mm},$$

die Stärke des Zahnkranzes

$$0{,}6\, t = 0{,}6 \cdot 22 = 13{,}2 \sim 15 \text{ mm},$$

die Zahnhöhe

$$0{,}7\, t = 0{,}7 \cdot 22 = 15{,}4 \text{ mm}.$$

Die Zahnstärke kann hier größer als $^{19}/_{40}$ t, fast 0,5 t genommen werden, also etwa, da $t = 7\,\pi = 21{,}99$ mm,

Zahnstärke 10,9 mm,
Zahnlücke 11,09 mm,
Zahnbreite $b = \psi\, t = 2 \,.\, 21{,}99 = \sim 45$ mm.

3. Beispiel: Von einer Welle, welche 120 Touren pro Minute macht, sollen 8 PS auf eine Welle mit 20 Touren pro Minute übertragen werden. Das treibende Rad soll aus Gußeisen bestehen, das getriebene mit Holzkämmen versehen sein.

Wir wählen den Durchmesser des kleinen Rades zu 200 mm und alten:

$$v = \frac{D_1\, \pi\, n_1}{60} = \frac{0{,}2\, \pi\, 120}{60} = 1{,}25 \text{ m sec}.$$

$$P = \frac{75\,N}{v} = \frac{75 \cdot 8}{1{,}25} = 480 \text{ kg}$$

$$t = \sqrt{\frac{16{,}8\,P}{\psi\, k_b}} = \sqrt{\frac{16{,}8 \cdot 480}{2 \cdot 160}} = 5 \text{ cm} = 16\,\pi \text{ mm}$$

Hiermit erhalten wir

$$z_1 = \frac{D_1}{x} = \frac{200}{16} = 12 \text{ Zähne}$$

den genauen Durchmesser

$$D_1 = z_1\, x = 12 \cdot 16 = 192 \text{ mm},$$

ıer

$$z_2 = \frac{z_1\, n_1}{n_2} = \frac{12 \cdot 120}{20} = 72 \text{ Zähne}$$

l

$$D_2 = z_2\, x = 72 \cdot 16 = 1152 \text{ mm}.$$

Die treibende Welle erhält einen Durchmesser

$$d_1 = 12 \sqrt[4]{\frac{N}{n}} = 12 \sqrt[4]{\frac{8}{120}} = 6 \text{ cm},$$

glich wird die Nabenstärke

$$\frac{d_1}{3} + 5 = 25 \text{ mm}$$

l die Zahnkranzstärke

$$0{,}5\,t = 25 \text{ mm}.$$

Wir können also das Rad voll gießen.

Der Durchmesser der getriebenen Welle wird

$$d_2 = 12 \sqrt[4]{\frac{N}{n}} = 12 \sqrt[4]{\frac{8}{20}} = 7{,}5 \text{ cm},$$

glich die Nabenstärke des großen Rades

$$\frac{d_2}{3} + 5 \text{ bis } 10 \text{ mm} = \frac{75}{3} + 10 = 35 \text{ mm}.$$

Die Nabenlänge mit Rücksicht auf den großen Durchmesser

$$l = 2\,d = 150 \text{ mm},$$

Anzahl der Arme

$$i = \frac{1}{7} \sqrt{D_2} = \frac{1}{7} \sqrt{1152} = 4{,}8.$$

Da wir 72 Zähne haben, können wir 5 Arme nicht anwenden, m jeder Arm muß zwischen zwei Zähne kommen, dagegen ist 72 ch 6 teilbar, wir wählen also 6 Arme und erhalten die Armhöhe

$$h = \sqrt[3]{\frac{P\,R}{2{,}5\,i}} = \sqrt[3]{\frac{480 \cdot 57{,}6}{2{,}5 \cdot 6}} = 12 \text{ cm},$$

die Rippenstärke

$$\frac{120}{5} = 24 \text{ mm},$$

Zahnstärke des Gußeisenzahnes $\frac{16}{40}$ t = 20,1 mm,

Zahnlücke - - $\frac{24}{40}$ t = 30,15 -

Zahnstärke des Holzzahnes . . $\frac{23}{40}$ t = 28,9 -

Zahnlücke - - . . $\frac{17}{40}$ t = 21,35 -

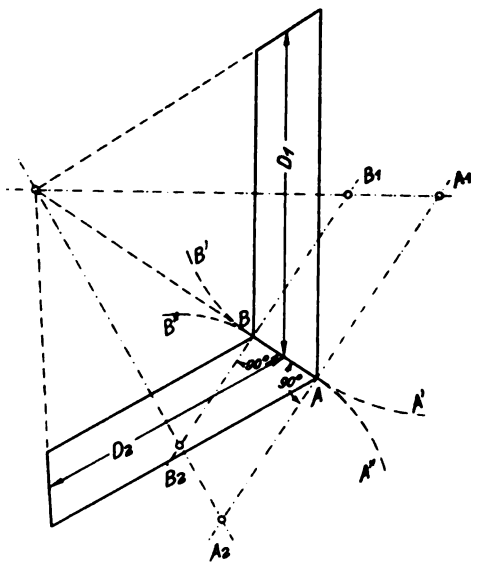


Fig. 150.

Kegelräder. Die nach der oben gegebenen Formel berechnete Teilung ist hier die mittlere, die berechneten Durchmesser D_1 und D_2 natürlich auch die mittleren.

Die Zähnezahl soll möglichst größer als 24 sein.

Die Spitzen der Kegel müssen zusammenfallen, alle die Zähne begrenzenden Linien müssen nach der gemeinsamen Spitze laufen (Fig. 150 u. 151). Will man die Zahnkurven konstruieren, so zieht man zu der Berührungslinie AB Senkrechte und schlägt von den Schnittpunkten A_1, A_2, B_1, B_2 derselben mit den Mittellinien der Räder die Kreisbogen AA', AA'' und BB', BB''. Auf diesen Kreisbögen, den Abwickelungen der Ergänzungskegel, konstruiert man die Zahnkurven wie Stirnrädern von den Radien AA_1, AA_2, BB_1, BB_2.

Schraubenräder, das sind Räder mit schrägstehenden Zähnen, der Schrägstellung wegen die Form eines steilen Schraubenganges alten, verwendet man, um, besonders bei kleinen Zähnezahlen, einen ichmäßigeren Eingriff zu erzielen. Da durch die schräge Lage der ıne ein seitlicher Druck auftritt, verwendet man besser doppelträge Zähne (Fig. 152) und erhält so die Pfeil- oder Chevronsler. Dieselben werden mit Evolventenverzahnung ausgeführt. Die

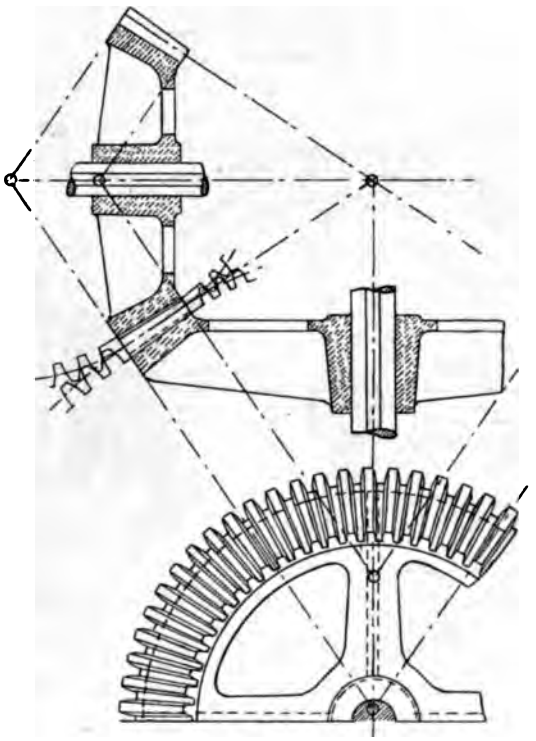


Fig. 151.

ınhöhe macht man 0,6 t, die Entfernung des Zahnfußes vom Teilis 0,38 t, die des Zahnkopfes vom Teilkreis 0,22 t. Die Zahnstärke, der Ebene des Rades gemessen, wird 0,46 t bei einem Steigungskel von 55°.

2. Schnecke und Schneckenrad (Fig. 153).

Das Übersetzungsverhältnis berechnet man aus der Formel

$$\frac{z_1}{z_2} = \frac{n_2}{n_1}$$

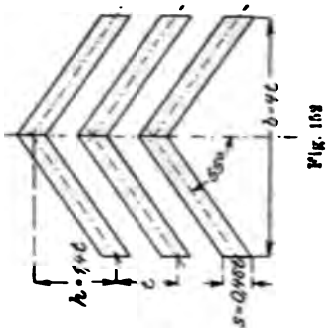


Fig. 153.

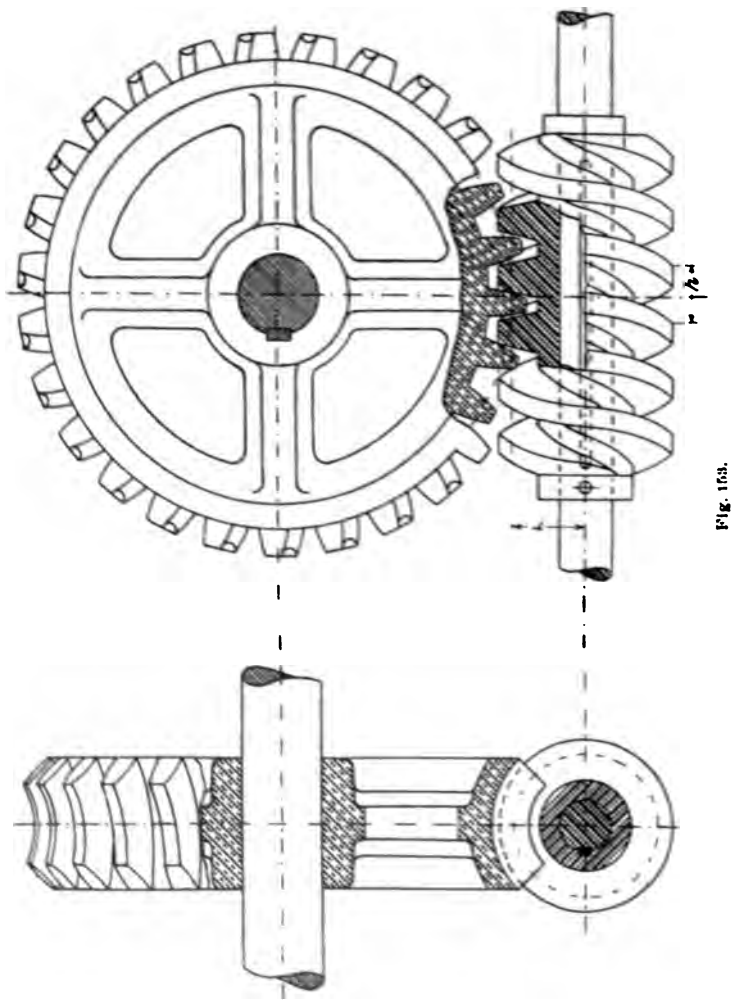


Fig. 153.

bei man für die Zähnezahl der Schnecke die Gangzahl derselben setzt. Für die Berechnung der Teilung ist hier weniger die Biegungsanspruchung als vielmehr der Flächendruck zwischen den Gewindegen der Schnecke und des Schneckenrades maßgebend, man behnet dieselbe deshalb nach der Formel

$$P = c\,b\,t.$$

Setzt man $b = 1{,}5\ t$, so erhält man

$$t = \sqrt{\frac{P}{1{,}5\,c}}.$$

Hierbei nimmt man für Gußeisen:

$c = 18$ bis 28 kg/qcm, wenn nur die Festigkeit in Betracht kommt (bei geringer Umlaufszahl),

$c = 8$ bis 12 kg/qcm, je nach der Tourenzahl der Schnecke, wenn die Abnützung maßgebend ist.

Bei selten gebrauchten Schraubenflaschenzügen geht man bei eingiger schmiedeeiserner Schnecke bis $c = 30$ kg/qcm, bei doppelgiger Stahlschnecke bis $c = 40$ kg/qcm, bei anhaltender Benutzung torenantrieb) dagegen nur bis $c = 12$, höchstens $c = 20$ kg/qcm.

Das zum Drehen der Schnecke erforderliche Moment ist, wenn an Schneckenrad eine Umfangskraft P abgegeben werden soll, r der tlere Radius der Schnecke in cm, h die Ganghöhe derselben in cm μ der Reibungskoeffizient ist (bei guter Ölung und glatten Oberhen $\mu = 0{,}1$)

$$M_d = 1{,}1\ P\,r\,\frac{h + 2r\pi\mu}{2r\pi - \mu h}.$$

Die Ganghöhe der Schnecke ist bei eingängiger Schnecke die lung, bei doppelgängiger Schnecke die doppelte Teilung u. s. w. Zahnprofil der Schnecke ist das einer Zahnstange von gleicher lung, die Schräge der Zähne des Schneckenrades ist gleich der igung der Schnecke, $\frac{h}{2r\pi}$. Dieses Steigungsverhältnis muß, wenn Schnecke selbsthemmend sein soll, $< 1/10$ sein.

Das Schneckenrad wird gewöhnlich aus Gußeisen oder Gußstahl, großer Tourenzahl aus Phosphorbronze, die Schnecke aus Gußeisen, miedeeisen oder Stahl, bei großer Tourenzahl aus gehärtetem Stahl gestellt.

Die Zähnezahl des Schneckenrades muß bei Evolventenverzahnung ßer als 30 sein.

Je geringer die Steigung $\frac{h}{2r\pi}$ ist, um so geringer ist der Wirkungsd (bei $\frac{h}{2r\pi} = \frac{1}{12}$ ist $\eta < 0{,}4$) und um so größer die Abnützung.

Beispiel: Ein Schneckentrieb mit eingängiger Schnecke soll 0,6 PS von einer Welle mit 165 Touren pro Minute auf eine Welle übertragen, welche 3 Touren pro Minute machen soll.

Die Zähnezahl des Schneckenrades erhalten wir aus

$$\frac{z_1}{z_2} = \frac{n_2}{n_1}$$

zu

$$z_2 = \frac{z_1 n_1}{n_2} = \frac{1 \cdot 165}{3} = 55.$$

Wir müssen nunmehr, um v und P und hieraus die Teilung zu berechnen, den Durchmesser D_2 des Schneckenrades probeweise annehmen und wählen $D_2 = 800$ mm. Wir finden dann

$$v = \frac{D_2 \pi n_2}{60} = \frac{0{,}8 \pi 3}{60} = 0{,}125 \text{ m/sec.}$$

und

$$P = \frac{75 N}{v} = \frac{75 \cdot 0{,}6}{0{,}125} = 360 \text{ kg.}$$

Hieraus ergibt sich, wenn wir $c = 12$ kg/qcm wählen,

$$t = \sqrt{\frac{P}{1{,}5\,c}} = \sqrt{\frac{360}{18}} = 4{,}47 \text{ cm} = \sim 14\,\pi \text{ mm}$$

und der genaue Durchmesser des Schneckenrades

$$D_2 = x z_2 = 14 \cdot 55 = 770 \text{ mm.}$$

Der Durchmesser der Welle des Schneckenrades wird

$$d_2 = 12 \sqrt[4]{\frac{N}{n}} = 12 \sqrt[4]{\frac{0{,}6}{3}} = 12 \cdot 0{,}67 = 8 \text{ cm.}$$

Der Teilkreisdurchmesser der Schnecke kann 2,5 bis 3 t genommen werden, wählen wir

$$D_1 = 2{,}5\,t = 2{,}5 \cdot 44 = 110 \text{ mm}$$

so wird das Steigungsverhältnis

$$\frac{h}{2r\pi} = \frac{t}{D_1 \pi} = \frac{14\,\pi}{110\,\pi} = 0{,}127.$$

Das zum Drehen der Schnecke erforderliche Moment ist

$$M_d = 1{,}1\,P\,r\,\frac{h + 2r\pi\mu}{2r\pi - \mu h} = 501{,}4 \text{ cmkg.}$$

3. Die Konstruktion der Zahnprofile.

Die Grundbedingung, von welcher bei der Konstruktion der Zahnprofile ausgegangen werden muß, ist die, daß die Bewegungsübertragung

immer gleichmäßig erfolgen soll, nicht etwa ruckweise. Von diesem Gesichtspunkte ausgehend, erhalten wir das Grundgesetz der Verzahnung aus nachfolgender Betrachtung:

Ist B der Berührungspunkt der beiden Zahnprofile, so sind die Umfangsgeschwindigkeiten der beiden Räder in diesem Punkte (Fig. 154), wenn $BM_1 = r_1'$ und $BM_2 = r_2'$ gesetzt wird,

$$v_1 = \frac{2r_1' \pi n_1}{60} \text{ und } v_2 = \frac{2r_2' \pi n_2}{60}.$$

Diese Umfangsgeschwindigkeiten lassen sich zerlegen in je zwei Komponenten, von denen die eine in die Richtung der Normalen NN, die andere in die Richtung der Tangente TT fällt. Die Normalkompo-

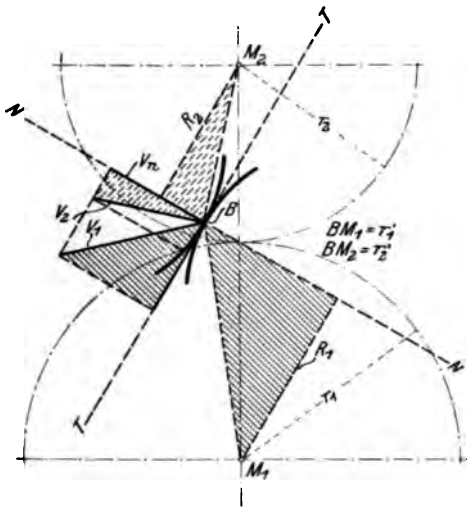


Fig. 154.

nenten v_n müssen aber einander gleich sein, sonst müßten entweder die Zahnprofile sich voneinander entfernen oder ineinander eindringen. Fällt man jetzt Lote von den Mittelpunkten der Räder auf die gemeinsame Normale im Berührungspunkte, so bilden diese Lote R_1 und R_2 mit dem Punkte B als Spitze Dreiecke, die den Dreiecken, welche sich bei der Zerlegung der Geschwindigkeiten v_1 und v_2 ergeben, ähnlich sind, denn die Seiten stehen paarweise aufeinander senkrecht. (Die ähnlichen Dreiecke sind in gleicher Richtung schraffiert.)

Man erhält hieraus die Proportionen

$$\frac{v_n}{v_1} = \frac{R_1}{r_1'} \text{ und } \frac{v_n}{v_2} = \frac{R_2}{r_2'}.$$

Hieraus ergibt sich

$$v_n = v_1 \frac{R_1}{r_1'} \text{ und } v_n = v_2 \frac{R_2}{r_2'}$$

folglich auch

$$v_1 \frac{R_1}{r_1'} = v_2 \frac{R_2}{r_2'}.$$

Mit

$$v_1 = \frac{2 r_1' \pi n_1}{60} \text{ und } v_2 = \frac{2 r_2' \pi n_2}{60}$$

erhalten wir

$$\frac{2 r_1' \pi n_1}{60} \frac{R_1}{r_1'} = \frac{2 r_2' \pi n_2}{60} \frac{R_2}{r_2'}$$

das ist

$$n_1 R_1 = n_2 R_2$$

oder

$$\frac{R_1}{R_2} = \frac{n_2}{n_1}.$$

Für zwei miteinander arbeitende Zahnräder haben wir aber, wenn r_1 und r_2 die Teilkreisradien sind,

$$\frac{r_1}{r_2} = \frac{n_2}{n_1},$$

es muß also auch

$$\frac{R_1}{R_2} = \frac{r_1}{r_2}$$

sein, d. h. die Abstände $R_1 R_2$ der gemeinsamen Normalen im Berührungspunkte von den Mittelpunkten der Räder müssen sich verhalten wie die Halbmesser der Zahnräder. Dies ist aber, wie aus der Figur hervorgeht, nur möglich, wenn die Normale durch den Berührungspunkt der Teilkreise geht. Das Grundgesetz der Verzahnung lautet also:

Die Normale im jeweiligen Berührungspunkte beider Zahnprofile muß durch den Berührungspunkt der Teilkreise gehen.

Nach diesem Gesetze erhalten wir folgendes von Reuleaux angegebenes allgemeines Verfahren zur Ermittelung des zu einem gegebenen Profil gehörigen zweiten Zahnprofils (Fig. 155).

Wir errichten im Punkte a die Normale, welche den Teilkreis T_1 im Punkte a_1 schneidet. Denken wir uns jetzt das Rad I so weit gedreht, daß der Schnittpunkt a_1 auf den Berührungspunkt O der Teilkreise kommt, so erhalten wir die zugehörige Lage A des Punktes a, indem wir um den Mittelpunkt M_1 einen durch a gehenden Kreisbogen schlagen und von O aus mit der Länge $a—a_1$ der Normalen in diesen Kreisbogen einschneiden. In diesem Punkte A müßte also nach unserem Verzahnungsgesetz der Punkt a des ersten Zahnprofils mit einem ent-

chenden Punkte des zweiten sich berühren, derart, daß auch die in
em Punkt errichtete Normale des zweiten Zahnprofiles durch den
ct O geht. Soll ein Punkt des zweiten Zahnrades überhaupt nach
Punkt A kommen, so muß er aber auf dem vom Mittelpunkte M_2
h A gezogenen Kreisbogen lie-
Den Punkt a_2 des zweiten
es, der bei der Drehung des
n um den Bogen $a_1 O$ auf den
ct O zu liegen kommt, erhalten
aber, da sich immer gleich
e Stücke der Teilkreise auf-
nder abrollen, indem wir den
en $O a_1$ auf dem Teilkreis T_2 von
us abtragen, also $\overset{\frown}{O a_2} = \overset{\frown}{O a_1}$
nen. Da wir nun in $O A$ die
ge der Normalen des entspre-
den Punktes vom zweiten Zahn-
haben, so brauchen wir nur mit
vom Punkte a_2 aus in den
h A vom Mittelpunkte M_2 ge-
nen Kreis einzuschneiden, um
dem Punkte a des ersten Rades
prechenden Punkt a' des zweiten
nprofiles zu erhalten. Wieder-
n wir dieselbe Konstruktion,
anderen Punkten b u. s. w. des
en Zahnprofiles ausgehend, so
lten wir die zugehörigen Punkte
s. w. des zweiten und hier-
h das zweite Zahnprofil.

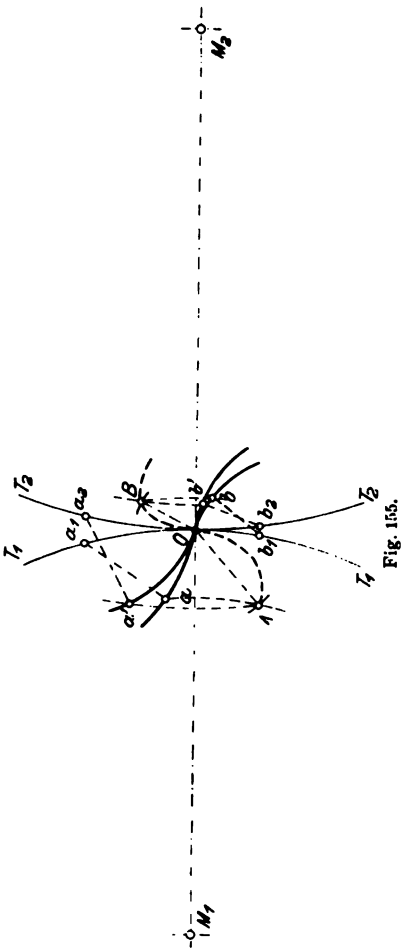


Fig. 155.

Die Punkte A, B u. s. w. sind
Punkte, in denen der Eingriff
beiden Zahnräder erfolgt, die
indungslinie derselben nennt
die Eingriffslinie, das be-
te Stück derselben, d. i. das
k, welches zwischen den beiden Kopfkreisen der Zahnräder liegt, die
griffsstrecke. Der zur Eingriffsstrecke gehörige Teilkreisbogen
t der Eingriffsbogen, das Verhältnis desselben zur Teilung die
griffsdauer. Dieselbe muß natürlich, wenn die Bewegungsüber-
ung stoßfrei sein soll, größer als eins sein, d. h. es müssen immer
lestens zwei Zähne gleichzeitig im Eingriff sein.

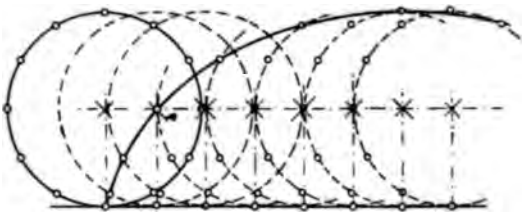


Fig. 156.

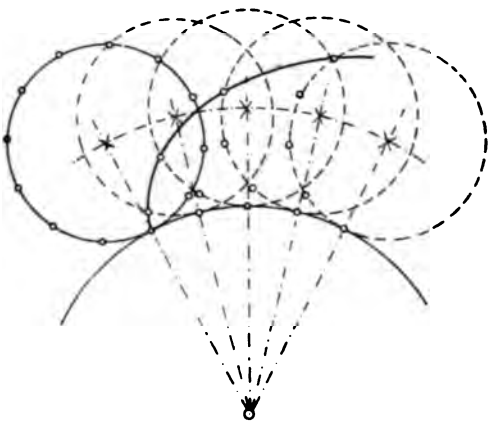


Fig. 157.

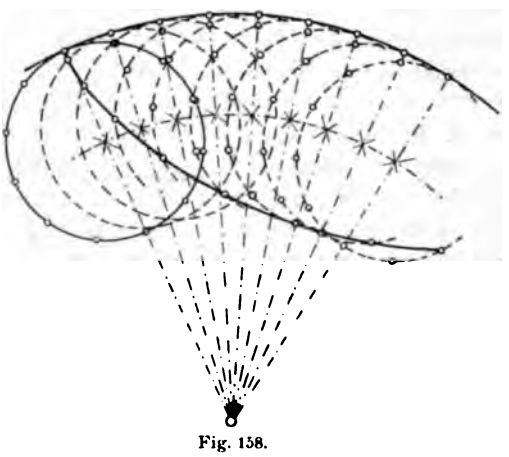


Fig. 158.

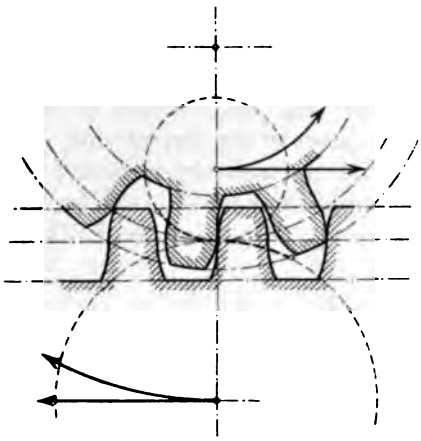


Fig. 159.

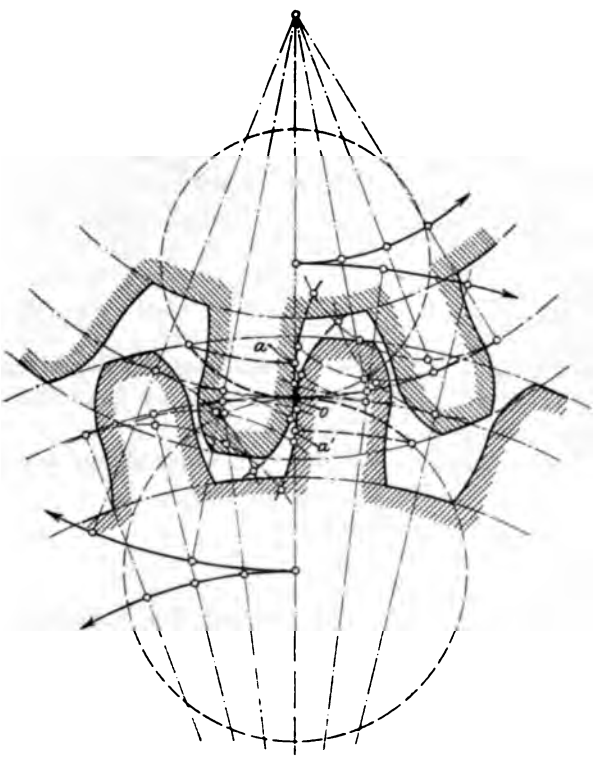


Fig. 160.

Gewöhnlich werden die Zahnformen nach der Zykloide oder der Evolvente ausgeführt.

a) Zykloidenverzahnung. Die Zykloide entsteht durch Rollen eines Kreises auf einer Geraden, es ist die Linie, die ein Punkt dieses Kreises dabei beschreibt (Fig. 156). Durch Rollen eines Kreises auf einem anderen Kreise entsteht die Epizykloide (Fig. 157) und durch Rollen eines Kreises in einem anderen Kreise die Hypozykloide (Fig. 158). Die Konstruktion dieser Kurven ist aus den Figuren 156 bis 158 leicht zu erkennen. Man trägt den Rollkreis in verschiedenen

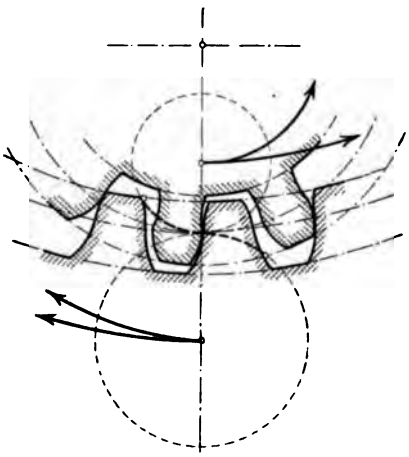


Fig. 161.

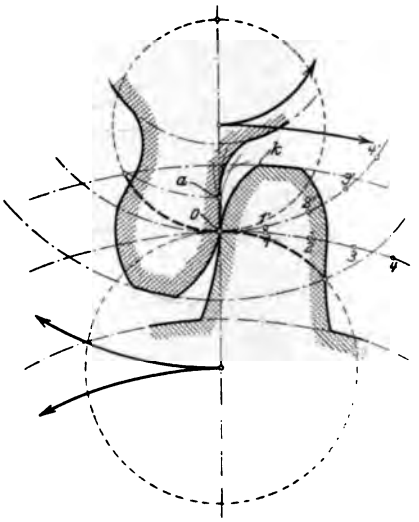


Fig. 162.

aufeinander folgenden Stellungen auf und trägt die Bogenlängen, um die sich der Rollkreis auf dem Grundkreis, bezw. der Grundlinie fortbewegt hat, auf dem Umfange des Rollkreises zurück.

Die Verwendung der Zykloide zur Konstruktion der Zahnprofile zeigen die Figuren 159 bis 165 und zwar:

Fig. 159 Zahnstangenverzahnung.

Fig. 160 Außenverzahnung.

Fig. 161 Innenverzahnung.

In welcher Weise die Rollkreise auf den Teilkreisen zu rollen sind, zeigen die Pfeile.

Die Eingriffsstrecke ist bei der Zykloidenverzahnung gleich den von den beiden Kopfkreisen eingeschlossenen Stücken der Rollkreise. Sie ist deshalb um so größer, d. h. es sind um so mehr Zähne gleichzeitig im Eingriff, je größer man den Durchmesser der Rollkreise wählt.

Mindestens müssen die Rollkreise so groß gewählt werden, daß die Eingriffsstrecke größer als die Teilung, die Eingriffsdauer also größer als eins wird.

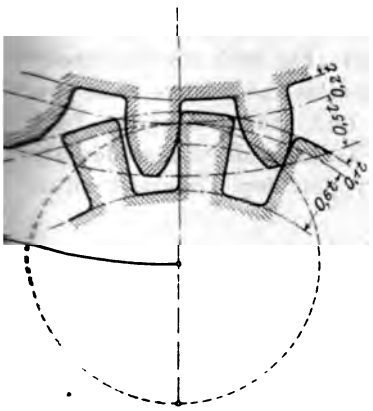


Fig. 163.

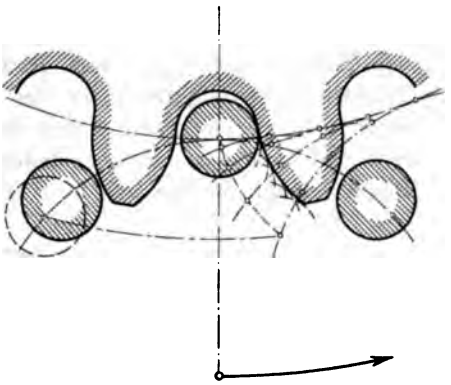


Fig. 164.

Andererseits wird die zur Berührung kommende Strecke des Zahnfußes ($O\,a$ bezw. $O\,a'$, Fig. 160), wie aus der Figur hervorgeht, um so kleiner und damit die Abnutzung um so größer, je größer der Rollkreis ist.

Wird der Durchmesser des einen Rollkreises gleich dem Teilkreishalbmesser des betr. Rades, so erhalten wir einen geraden Zahnfuß, welcher radial verläuft, der Zahn wird hierdurch am Fußkreis geschwächt, doch können wir den Zahnfuß von a aus (Fig. 162) ausrunden, da nur das Stück $O\,a$ des Zahnfußes im Eingriff ist. Diese Ausrundung muß natürlich für die Bewegung der Kante k Spielraum lassen, weshalb man auf den Teilkreisen eine Anzahl gleicher Teile, 1, 2, 3, 4, 1′, 2′, 3′ 4′, aufträgt und aus Teilpunkt 1′ mit $k\,1$, aus Teilpunkt 2′ mit $k\,2$, aus 3′ mit $k\,3$ und so fort Bogen schlägt. Diese Bogen hüllen die Bewegung des Punktes k ein, die Ausrundung des Zahnfußes muß natürlich noch Spielraum lassen.

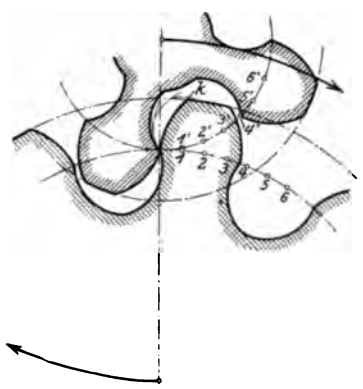


Fig. 165.

Eine selten vorkommende Verzahnung ist die Geradflankenverzahnung (Fig. 163). Von dem einen Rad greift nur die Zahnwurzel,

von dem anderen nur die Zahnkrone ein, der Eingriff erfolgt infolgedessen nur auf einer Seite der Mittellinie, die Abnutzung ist sehr groß, weshalb diese Verzahnung nur da anzuwenden ist, wo eine ebene Zahnflanke besondere Vorteile bietet.

Die Triebstockverzahnung kommt bei Schützenaufzügen und dergl. vor. An Stelle des einen Zahnes tritt (Fig. 164) ein Triebstock vom Durchmesser $^{19}/_{40}$ t. Man bestimmt zunächst die relative Bahn des Triebstockmittelpunktes gegen das andere Rad, indem man den Teilkreis des Triebstockrades selbst auf dem Teilkreis des Zahnrades abrollt und dann von der so gefundenen Kurve mit dem Triebstockradius Bögen schlägt, die die Zahnform einhüllen.

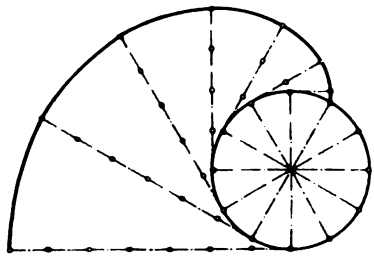


Fig. 166.

Bei Winden u. dergl. kommen oft Triebe von sehr geringer Zähnezahl vor, man wählt dann die sogenannte doppelte Punktverzahnung (Fig. 165). Die Kopfkurven erhält man durch Abrollen der Teilkreise aufeinander, die Fußkurven schrumpfen hier zu einem Punkt zusammen (daher der Name). Die Form des Zahnfußes ist also lediglich durch die Bahn des Zahnkopfes gegeben und wird wie die Ausrundung bei radialem Zahnfuß (Fig. 162) bestimmt. Der Vorteil dieser Verzahnung ist, daß man mit der Zähnezahl bis auf 3 herabgehen kann, der Nachteil der, daß nur ein Punkt des einen Rades auf dem Zahne des anderen gleitet, weshalb die Abnutzung in der Nähe dieses Punktes sehr groß wird.

Für sogenannte Satzräder, das sind Räder, welche beliebig zusammengestellt miteinander arbeiten sollen, müssen die Eingriffslinien sich decken, bei Zykloidenverzahnung also die Rollkreise einander gleich sein. Man nimmt hier den Radius des Rollkreises

$$\varrho = 0{,}875 \text{ t.}$$

b) Evolventenverzahnung. Die Evolvente ist die Kurve, die ein Punkt einer Geraden beschreibt, die auf einem Kreise gerollt wird, oder die Linie, die ein Punkt eines Fadens beschreibt, den man von einem Kreise abwickelt. Man erhält dieselbe, indem man eine Anzahl beliebiger Teile auf dem Kreisumfange aufträgt, in jedem Teilpunkte

die Tangente (die Senkrechte auf dem Radius) zieht und auf der Tangente die Länge des Bogens, also die entsprechende Anzahl der Teile wieder zurückträgt (Fig. 166).

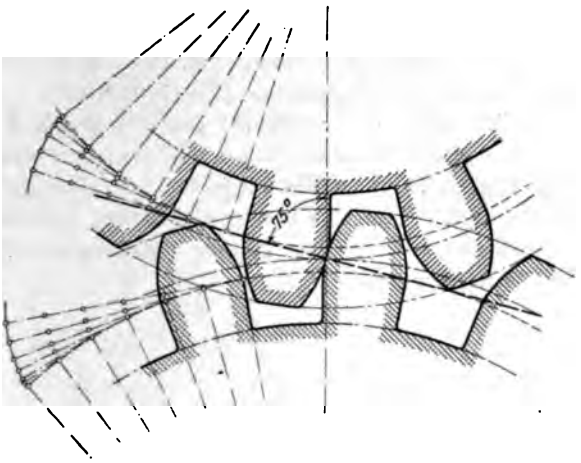


Fig. 167.

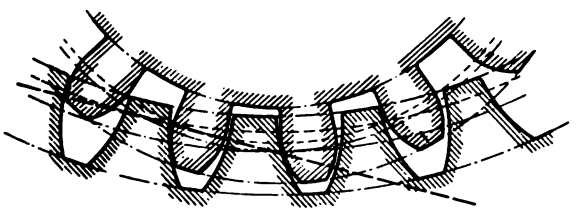


Fig. 168.

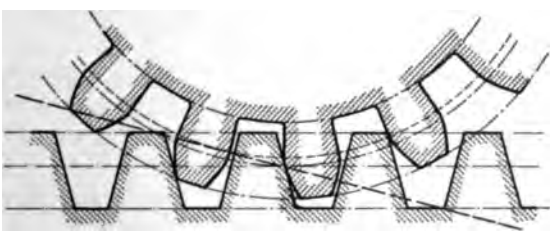


Fig. 169.

Bei der Konstruktion der Evolventenzähne verwendet man aber nicht den Teilkreis als Grundkreis, sondern man zieht durch den Berührungspunkt der Teilkreise eine Linie, die mit der Verbindungslinie der Mittelpunkte der Zahnräder einen Winkel von 75° (30° Winkel und

45° Winkel zusammengelegt) einschließt. Von den diese Linie berührenden Kreisen (deren Radien 0,966 des Teilkreisradius sind) ausgehend, zeichnet man, wie vorher beschrieben, die Evolvente. Das unter diesem Grundkreis liegende Stück des Zahnfußes gestaltet man radial, kann aber natürlich die Zähne am Fuße ausrunden.

Fig. 167 zeigt Außenverzahnung, Fig. 168 Innenverzahnung mit Evolventenzähnen. Bei der Zahnstange (Fig. 169) wird bei Evolventenverzahnung das Zahnprofil eine unter 75° geneigte gerade Linie.

Die Eingriffsstrecke ist hier das von den Kopfkreisen eingeschlossene Stück der 75° Linie. Da also die Eingriffslinien aller Evolventenverzahnungen (eben die 75° Linien) einander gleich sind, können alle Räder mit Evolventenzähnen von gleicher Teilung miteinander arbeiten, also als Satzräder Verwendung finden.

IV.

Maschinenelemente der geradlinigen Bewegung.

A. Seile und Ketten, deren Rollen und Trommeln.

Diese Maschinenelemente dienen vorzugsweise zum Heben von Lasten und zur Übertragung drehender Bewegung. Über ihre Verwendung zu letzterem Zwecke gibt der vorhergehende Abschnitt dieses Buches Aufschluß.

1. Hanfseile.

Dünne Seile bestehen gewöhnlich aus drei Litzen, dickere werden durch Zusammendrehen von dreilitzigen gebildet und Kabel genannt. Flache bandförmige Hanfseile werden aus mehreren runden zusammengenäht.

Man unterscheidet lose und festgeschlagene Seile, letztere können 1,5 mal so stark belastet werden als erstere, doch muß der Durchmesser der Rollen und Trommeln doppelt so groß sein als bei losen Seilen.

Die Festigkeit der ungeteerten Seile ist etwas größer als die der geteerten.

Das Material der Hanfseile ist badischer Schleißhanf oder russischer Reinhanf. Seile aus ersterem sind etwas fester, solche aus letzterem etwa $^1/_3$ billiger. Auch aus Manilahanf, Baumwolle und Aloebast werden Seile hergestellt. Die Festigkeit der Aloeseile ist 6 bis 10 % größer als die der Hanfseile, Baumwollseile sind sehr biegsam, aber teuer.

Die auf den vollen Kreisquerschnitt des Seiles berechnete Bruchbelastung beträgt:

bei	fest geschlagenen Hanfseilen	900	bis	960	kg/qcm
-	lose geschlagenen -	600	-	640	-
-	Manilahanfseilen	400	-	500	-
-	Baumwollseilen	550	-	650	-

Als zulässige Belastung setzt man gewöhnlich $^1/_6$ der Bruchbelastung bei gewöhnlichen runden Seilen, $^1/_8$ bei Kabelseilen. (Siehe Tabelle 9 im Anhang.)

Ist Δ der äußere Seildurchmesser in cm, so ist die zulässige Gesamtbelastung eines lose geschlagenen ungeteerten Hanfseiles bei gewöhnlichen Hebevorrichtungen

$$P = \frac{\pi \Delta^2}{4} \cdot \frac{K}{8} = \frac{\pi \Delta^2}{4} \cdot \frac{600}{8} = \sim 60 \Delta^2,$$

wobei der Durchmesser D der Rollen und Trommeln mindestens gleich dem 6 bis 7fachen Seildurchmesser zu nehmen ist (nur ausnahmsweise gleich dem 3 bis 4fachen).

Wird $D \geq 10 \Delta$, so kann man setzen

$$P = 80 \Delta^2,$$

falls $D > 32 \Delta$. höchstens $P = 100 \Delta^2$.

Für festgeschlagene Hanfseile und Seile aus anderem Materiale ist P im Verhältnis des Bruchmoduls größer oder kleiner zu nehmen.

Bei Förderseilen für Bergwerke nimmt man $P = 60 \Delta^2$ bis $80 \Delta^2$ und macht dabei $D > 50 \Delta$ bezw. 80Δ.

Infolge der Seilsteifigkeit spreizt sich das auflaufende Seilstück von der Rolle ab und vergrößert so den Lasthebelarm um $^1/_{16} \Delta^2$ bis $^1/_8 \Delta^2$. Bezeichnet man diese Vergrößerung des Hebelarmes der Last mit z, den Durchmesser des Rollenzapfens mit d und den Koeffizienten der Zapfenreibung mit μ, so ergibt sich die Kraft P, welche nötig ist, die Last Q zu heben, aus der Gleichung

$$P \frac{D}{2} = Q \left(\frac{D}{2} + z \right) + (P + Q) \mu \frac{d}{2}$$

oder, wenn man den Zapfendruck $P + Q$ rund gleich $2Q$ setzt:

$$P = \frac{2Q}{D} \left(\frac{D}{2} + z + \mu d \right).$$

Einfacher setzt man, wenn η der Wirkungsgrad der Rolle ist,

$$P \eta = Q \quad \text{oder} \quad P = \frac{Q}{\eta}$$

wobei

$$\eta = 0{,}96 - 0{,}0033 \Delta.$$

Wenn die Rolle nicht, wie oben angenommen, um 180° vom Seil umschlungen ist (beide Seilstücke nach unten gerichtet), sondern nur um 90° Fig. 170, so ist der Zapfendruck nicht $P + Q$, sondern nur $\sim 1{,}4\,Q$, die Zapfenreibung wird dann kleiner, der Wirkungsgrad um etwa 1% größer.

Bei der beweglichen Rolle, welche in einer Seilschleife hängt, verteilt sich die Last Q auf die zwei Seilstücke, hier ist

$$P\eta = \frac{Q}{2} \quad \text{oder} \quad P = \frac{Q}{2\eta}$$

und der Wirkungsgrad

$$\eta = 0{,}98 - 0{,}00166\,\Delta.$$

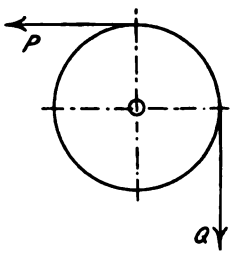


Fig. 170a.

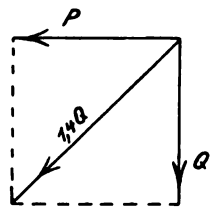


Fig. 170b.

Der Durchmesser der Rollen und Trommeln für Hanfseile soll möglichst nicht kleiner als der zehnfache Seildurchmesser sein, muß man unter diesen Wert gehen, so kann dies nur auf Kosten der Dauer des Seiles geschehen.

Die Rillen der Seilrollen für Hebezeuge macht man kreisförmig und zwar nimmt man den Durchmesser der Rille um 2 bis 4 mm größer als den Seildurchmesser. Soll die Seilrolle zum Antriebe dienen, wie bei durch Gegengewicht ausgeglichenen Fahrstühlen, so verwendet man keilförmige Rillen und nimmt $D > 32\,\Delta$, möglichst $40\,\Delta$, damit die Reibung groß genug wird.

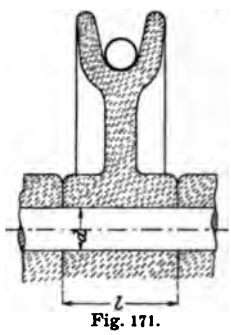


Fig. 171.

Die Rollen (Fig. 171) laufen gewöhnlich lose auf dem Zapfen. Die Flächenpressung soll 60 bis 70 kg pro qcm der Projektion der Lauffläche nicht übersteigen. Es muß also, wenn Z der Zapfendruck, d der Zapfendurchmesser, l die Zapfenlänge ist,

$$\frac{Z}{d \cdot l} \leqq 60 \text{ bis } 70$$

sein.

Die Berechnung des Zapfens auf Biegungsfestigkeit gibt die Formel (Z ist die über die ganze Länge l gleichmäßig verteilte Belastung)

$$\frac{Z\,l}{8} = \frac{d^3}{10} \cdot k_b$$

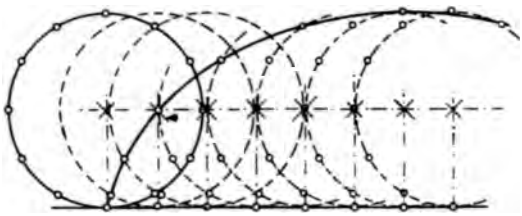


Fig. 156.

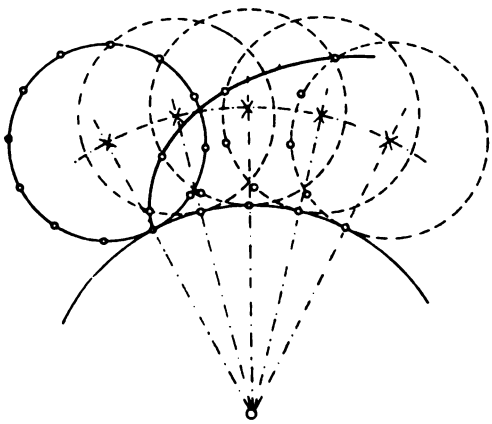


Fig. 157.

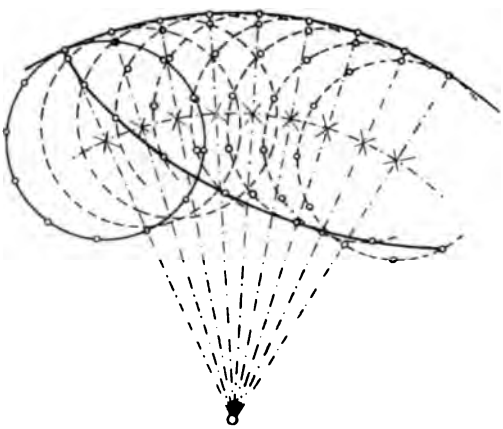


Fig. 158.

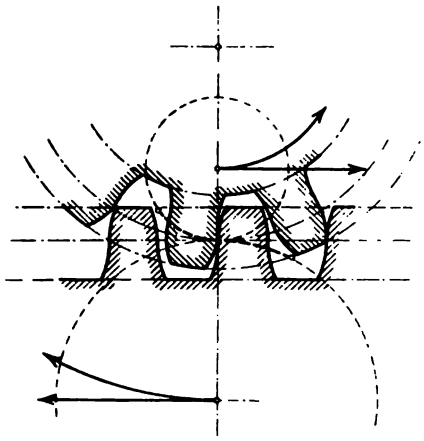


Fig. 159.

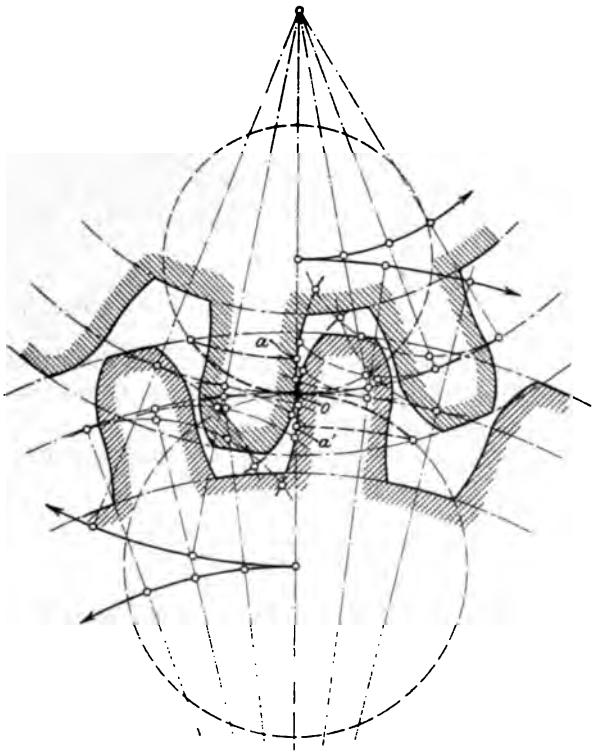


Fig. 160.

Der Durchmesser der Rollen und Trommeln soll möglichst groß gemacht werden, man nimmt

[illegible] $D \geqq 1000\,\delta$
[illegible] $D \leqq 500\,\delta$,

[illegible] geht man herab auf

$D \leqq 500\,\delta$ und $D \geqq 300\,\delta$.

[illegible] gestatten bei ihren Kabelseilen $D \geqq 400\,\delta$, für [illegible] $D \leqq 500\,\delta$ [illegible] herab bis auf $15\,\delta$.

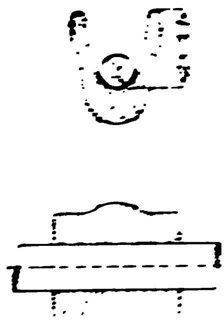


Fig. 174.

Je kleiner der Rollendurchmesser im Vergleich zum Drahtdurchmesser einerseits und zum Seildurchmesser andererseits ist, um so kleiner ist k_z zu wählen.

Sind die Drahtseile starker Abnutzung unterworfen, so darf man die Drähte nicht zu dünn [illegible], ebenso [illegible], wo sie starken Witterungseinflüssen oder gar der Einwirkung saurer Grubenwässer ausgesetzt sind. Im letzteren Falle muß man verzinkte oder verbleite Drähte verwenden.

Bei Seilen, welche Lasten aus großer Tiefe zu fördern haben, muß das Eigengewicht des Seiles berücksichtigt werden. Beträgt die zu hebende Last Q, das Gew. [illegible] des Seiles pro laufenden Meter q und die Länge des Seiles in Meter L, so hat man zu setzen

$$\frac{\pi \delta^2}{4} = \frac{Q + qL}{k_z},$$

wobei man das Seil zunächst ohne Berücksichtigung des Eigengewichtes berechnet und dieses dann unter entsprechendem Zuschlag vorerst schätzungsweise der im Anhang gegebenen Tabelle entnimmt.

Der Wirkungsgrad der Drahtseilrollen kann gesetzt werden bei 180° Umschlingung

bei der festen Rolle $\eta = 0{,}96$
„ „ beweglichen Rolle $\eta = 0{,}98$,

bei 90° Umschlingung

bei der festen Rolle $\eta = 0{,}97$.

Die Tiefe der Rillen der Drahtseilrollen (Fig. 174) soll 2,5 bis 3 δ betragen. Der Grund der Rille soll das Seil möglichst eng umschließen, damit dasselbe nicht platt gedrückt wird.

Wenn das Seil richtig auflaufen soll, muß die Entfernung zwischen einer Trommel und der nächsten Seilrolle das 25 bis 30 fache der

ɔmmellänge betragen, ist dies nicht möglich, so muß die Scheibe ısial beweglich sein.

Im übrigen sind die Rollen und Trommeln für Drahtseile wie die Hanfseile zu konstruieren.

8. Ketten.

Das Material der Ketten ist gutes, zähes Schmiedeeisen von 3500 3600 kg/qcm Bruchfestigkeit und 12 bis 20 % Dehnung.

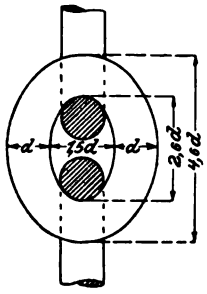


Fig. 175.

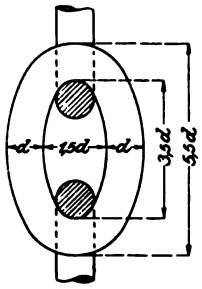


Fig. 176.

Man unterscheidet:

1. Die gewöhnliche Gliederkette und zwar die kurzgliedrige ıtte (Fig. 175), die langgliedrige Kette (Fig. 176) und die Stegkette g. 177).

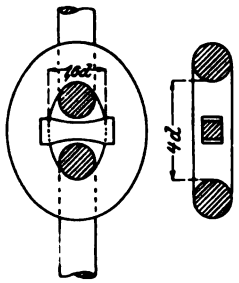


Fig. 177.

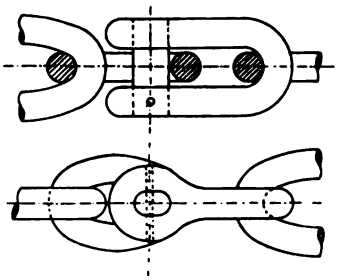


Fig. 178.

Die erstere ist beweglicher als die zweite, die zweite billiger, ɔrdert jedoch größere Rollen und Trommeln. Die Stegkette ist fester die steglose und verwirrt sich nicht so leicht, weshalb sie vorzugsse als Ankerkette verwendet wird.

Die Kraft P, durch welche eine Kette beansprucht wird, verteilt sich auf zwei Querschnitte, es ist deshalb, wenn d die Stärke des Ketteneisens ist,

$$P = 2\frac{\pi d^2}{4} \cdot k_z,$$

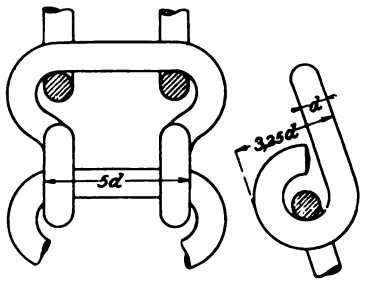


Fig. 179.

wobei man setzt:

$k_z = 630$ kg/qcm für Kranketten
$= 950$ - - Ankerketten.

Die Tragkraft der Stegkette kann man 20 % höher setzen als die der Kette ohne Steg.

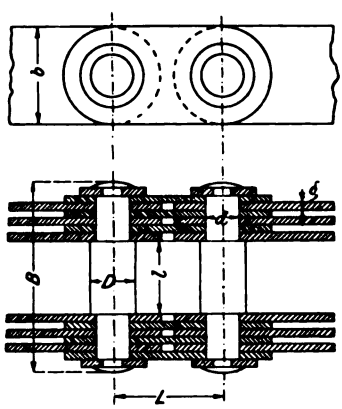


Fig. 180.

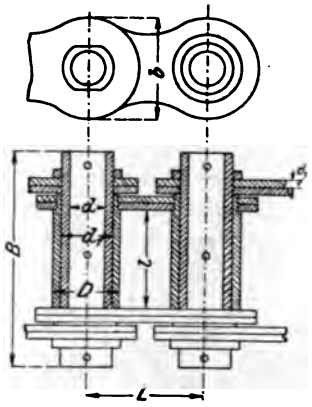


Fig. 181.

Man kann die zulässige Belastung einer sorgfältig hergestellten kurzgliedrigen Kette ohne Steg, wenn der Rollen- bezw. Trommeldurchmesser mindestens 20 d beträgt und die Höchstlast nur selten zu heben ist, im neuen Zustande

$$P = 1000\, d^2$$

setzen.

Bei ungünstigerer Belastung geht man nicht über

$$P = 800\,d^2,$$

bei stark benutzten Ketten, z. B. Dampfwindenketten,

$$P = 500\,d^2.$$

Kalibrierte Ketten belastet man, um nachteilige Formänderungen zu vermeiden, nur mit etwa $^5/_8$ dieser Werte.

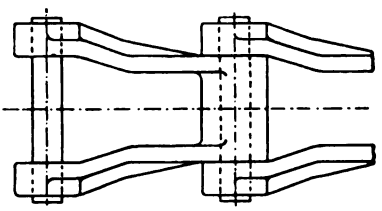


Fig. 182.

Fig. 178 zeigt ein Kettenschloß zur Verbindung der Kettenenden.

2. Die Hakenkette (Fig. 179) eignet sich weniger zum Heben von Lasten, sondern wird mehr als Triebkette verwendet, die Glieder sind nicht geschweißt, sondern nur gebogen.

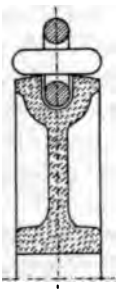


Fig. 183.

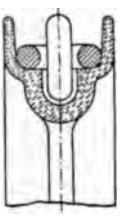


Fig. 184.

Fig. 185.

3. Die Gallsche Gelenkkette besteht aus mehreren Laschen, welche durch Bolzen miteinander verbunden sind (Fig. 180). Die Pressung im Laschenauge fällt sehr groß aus.

4. Die Gelenkkette von Zobel-Neubert & Co., Schmalkalden. Bei dieser sitzen die Laschen des einen Gliedes auf einem Bolzen, die des anderen auf einer darauf drehbaren Hülse (Fig. 181). Hierbei wird die Gleitfläche natürlich größer und dadurch die Flächenpressung kleiner als bei der Gallschen Kette.

5. Die Stotzsche Kette (Fig. 182). Die Glieder bestehen aus schmiedbarem Guß und lassen sich leicht auswechseln.

Kettenrollen. Der Durchmesser D der Kettenrollen und Trommeln soll mindestens gleich der 20 fachen Kettenstärke sein.

Die Kettenrollen haben entweder eine glatte Rille, welche die in Fig. 183 bis 185 gezeichneten Formen haben kann (die Form Fig. 183

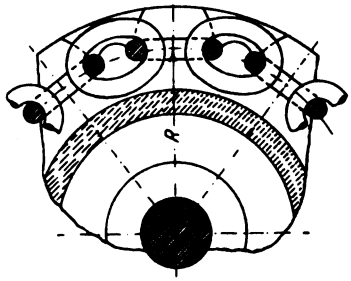


Fig. 186.

hat den Zweck, die Glieder möglichst weit nach den Enden zu zur Auflage zu bringen, damit sie möglichst wenig auf Biegung beansprucht werden), oder einen gezahnten Umfang (Fig. 186). Die Trommeln sind fast immer glatt, selten mit einer schraubenförmigen profilierten Rille versehen. Triebrollen müssen natürlich verzahnt sein. Für verzahnte Rollen sind kalibrierte Ketten zu verwenden.

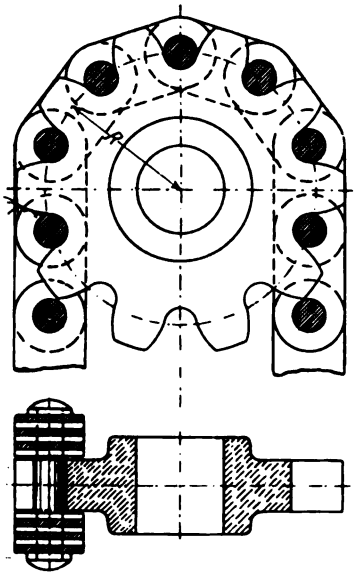


Fig. 187.

Den Wirkungsgrad der Kettenrolle kann man bei der festen Rolle $\eta = 0{,}95$, bei der beweglichen Rolle $\eta = 0{,}975$ setzen.

Den Radius der Kettenrollen (gemessen bis Mitte der Glieder, Fig. 186) kann man, wenn l die innere Gliedlänge, d die Gliedstärke und z die Zähnezahl ist, bei Rollen von größerem Durchmesser setzen:

$$R = \frac{l}{2} \cdot \operatorname{cotg} \frac{360}{4z} = \frac{l}{2} \operatorname{cotg} \frac{90}{z}.$$

Bei kleineren Rollen muß man denselben nach der Formel

$$R = \frac{1}{2} \sqrt{\left(\frac{l}{\sin \frac{90^0}{z}}\right)^2 + \left(\frac{d}{\cos \frac{90^0}{z}}\right)^2}$$

berechnen, dieselbe gibt die in der Tabelle im Anhang aufgeführten Werte.

Der Radius der Rollen für Gallsche Ketten (Fig. 187) ist

$$R = \frac{l}{2 \sin \frac{180}{z}}.$$

(Tabellen über Abmessungen, Tragkraft und Gewicht von Ketten siehe Anhang.)

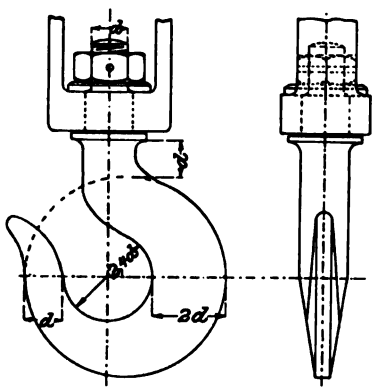


Fig. 188.

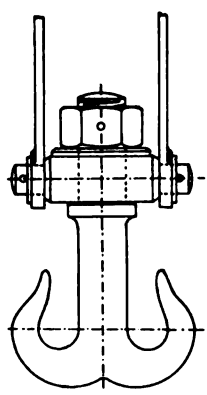


Fig. 189.

Haken. Man unterscheidet einfache Haken und Doppelhaken (Fig. 188 und 189). Der innere Gewindedurchmesser d' läßt sich, wenn P die Belastung ist, nach der Formel

$$P = \frac{\pi d'^2}{4} k_z$$

berechnen. Der Haken selbst ist auf Zug und Biegung beansprucht und kann, nachdem man d' berechnet hat, nach den der Figur eingeschriebenen Verhältnissen dimensioniert werden.

B. Kolben und Kolbenstangen.

Kolben sind Maschinenteile, welche die Aufgabe haben, Kraft oder Bewegung vom Getriebe der Maschine auf Flüssigkeiten, Dämpfe oder Gase, die in einem Gefäße, dem Zylinder, eingeschlossen sind, zu übertragen oder umgekehrt.

Kolben und Zylinderwandung müssen gegeneinander abgedichtet sein. Ist der Zylinder mit der Dichtung oder Liderung ausgerüstet, so nennt man den Kolben Taucher- oder Plungerkolben, ist der Kolben damit versehen, Scheibenkolben.

1. Tauchkolben.

Die Tauch- oder Pumpenkolben Fig. 190 und 191 kommen [illegible] Pumpen, hydraulischen Pressen u. s. w. zur Verwendung.

Die Abdichtung geschieht durch Stopfbüchsen mit Leder- oder Hanfpackung.

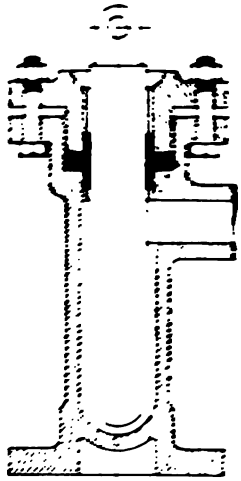


Fig. 190.

Fig. 191.

Die gebräuchlichsten Formen der **Lederdichtung sind** in den Fig. 190 bis 193 dargestellt und zwar zeigt **Fig. 190 eine Dichtung** für [illegible] dieselbe dichtet **sowohl gegen äußeren** als

Fig. 192.

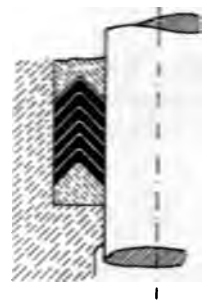


Fig. 193.

gegen inneren Überdruck: Fig. 192 zeigt eine **für hydraulische Pressen** viel verwendete Dichtung, dieselbe dichtet nur gegen **inneren Überdruck**; Fig. 193 zeigt die patentierte Dichtung des Grusonwerkes, bei welcher durch die dachförmigen Metallringe die Lederscheiben **nach** beiden Seiten hin angepreßt werden.

Die Herstellung der Lederringe geschieht mit Hilfe geeigneter Formen, in die das vorher in warmem Wasser eingeweichte Leder langsam hineingepreßt wird.

Kleinere Taucherkolben werden wie Fig. 190 voll gegossen, die Kolbenstange greift am oberen Ende an. Größere Taucherkolben gießt man hohl, die Kolbenstange kann dann entweder mit dem Deckel des hohlen Kolbens verbunden sein, oder auch in den Kolben hineinragen (Fig. 191). Größere Taucherkolben konstruiert man, um die zur Bewegung derselben erforderliche Kraft herabzumindern, möglichst so, daß der Kolben im Wasser schwimmt. Die Kolbenstange muß dann natürlich dicht eingesetzt sein (eingeschliffen).

2. Scheibenkolben.

Der Kolbenkörper besteht gewöhnlich aus Gußeisen oder Gußstahl, nur bei kleinem Durchmesser zuweilen aus Schmiedeeisen; aus Bronze des hohen Preises wegen nur dort, wo chemische Einflüsse dies nötig machen. Nur selten ist der Kolben voll gegossen, gewöhnlich ist er mit Rippen versehen oder hohl gegossen. Im letzteren Fall sind Kernlöcher anzuordnen, um den Kern aus dem Innern entfernen zu können, dieselben werden durch Gewindestücke verschlossen.

Der Deckel des Kolbenkörpers besteht aus demselben Materiale wie der Kolbenkörper selbst und wird durch Schrauben auf dem Kolbenkörper befestigt. Den Durchmesser der Deckelschrauben kann man, wenn d der Durchmesser der Kolbenstange ist, nehmen

$$\delta = 0{,}2\,d + 10 \text{ bis } 12 \text{ mm},$$

die Anzahl der Schrauben:

3	Schrauben,	wenn	$D < 250$ mm
4 bis 5	-	-	$D = 250$ bis 400 mm
6	-	-	$D = 450$ - 700 -
8	-	-	$D = 700$ - 900 -
10	-	-	$D = 900$ - 1000 -

Die Muttern macht man, damit dieselben nicht festrosten, aus Bronze. Dieselben müssen natürlich gegen selbsttätiges Lösen gesichert sein. Bei großen Kolben sind noch, um den Deckel leicht lösen zu können, Abdrückschrauben anzuordnen.

Der Kolbenkörper muß natürlich allen Beanspruchungen, ev. Stößen u. s. w. mit genügender Sicherheit widerstehen können und ist, was die Form betrifft, so zu konstruieren, daß er möglichst wenig schädliche Räume bietet, d. h. er ist möglichst geschlossen zu konstruieren. Vorspringende Teile sind, da dieselben entsprechende Aussparungen in den Zylinderdeckeln notwendig machen, möglichst zu vermeiden.

Als Dichtungsmaterial finden für Scheibenkolben Verwendung: Hanf oder ähnliches Material, Leder, Holz und Metall.

1. Hanfliderung. Fig. 194 wird nur selten verwendet, hauptsächlich bei kaltem und warmem Wasser und feuchten Dämpfen von niedriger Temperatur. Mit Vorteil verwendet man dieselbe dort, wo ein einseitig ausgelaufener Zylinder nicht nachgebohrt werden kann.

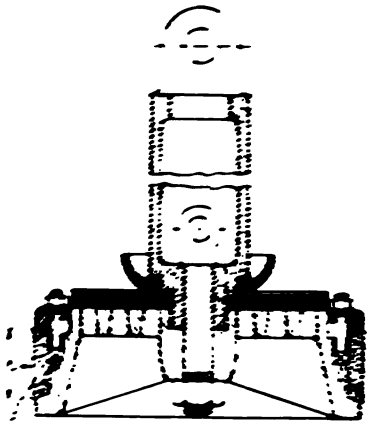


Fig. 194.

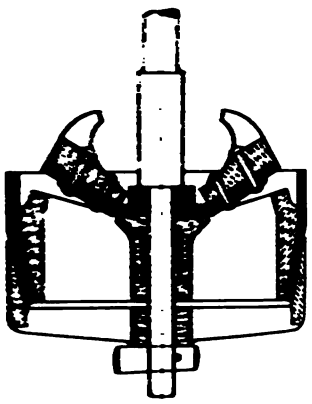


Fig. 195.

Man verwendet Hanfseile, nicht Zöpfe, und macht, wenn D der Kolbendurchmesser ist, $s = \sqrt{D}$ und $h = 4\sqrt{D}$.

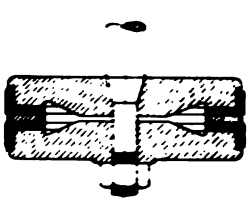


Fig. 196.

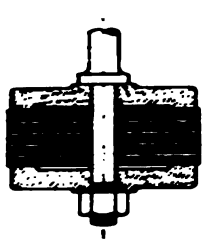


Fig. 197.

2. Lederliderung. Dieselbe ist nur für Flüssigkeiten und Gase bis zu einer Temperatur von 30 bis 40° zu verwenden. Für saure Grubenwässer darf dieselbe nicht angewandt werden.

Fig. 195 zeigt die Lederstulpliderung aus 3 bis 5 mm starkem Leder; die Dichtungsfläche nimmt man 8 bis 15 mm hoch. Fig. 196 zeigt einen Kolben für doppelt wirkende Wasserpumpen. Die abdichtende Manschettenhöhe nimmt man 12 bis 20 mm, die Lederstärke 3 bis 6 mm. Fig. 197 zeigt einen mit flachen Lederscheiben gedichteten Kolben.

3. Holzliderung (Fig. 198). Dieselbe wird in neuerer Zeit hauptsächlich für Warmwasserpumpen der Kondensationsmaschinen verwandt, soll gut dichten und wenig Abnützung ergeben.

4. Metallliderung. Nur selten, z. B. bei Feuerspritzen, sind die Kolben direkt eingeschliffen; bei den Feuerspritzen nimmt man die hohen Herstellungskosten eines solchen Kolbens der Betriebssicherheit wegen in Kauf.

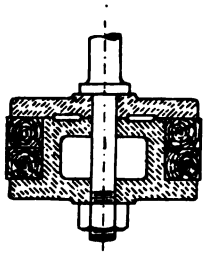


Fig. 198.

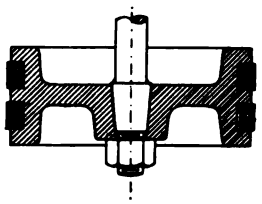


Fig. 199.

Gewöhnlich erfolgt die Abdichtung durch Ringe (Fig. 199 u. 200) aus zähem, nicht zu weichem Gußeisen oder Bronze, seltener aus weichem Stahl oder gezogenen Kupfer- oder Messingstangen, die sogenannten Liderungsringe. Bronze wird des hohen Preises wegen nur verwandt, wo chemische Einflüsse dies nötig machen.

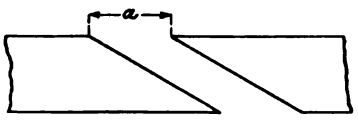


Fig. 200 a.

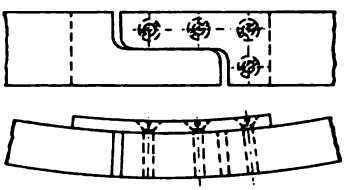


Fig. 200 b.

Im allgemeinen sollen die Kolbenringe aus etwas weicherem Materiale sein als der Zylinder, damit die Abnutzung hauptsächlich an den leicht auswechselbaren Ringen stattfindet. Stahlringe werden deshalb vielfach mit Bronze oder Weißmetall belegt. Bei Dampfmaschinen verwendet man ein bis drei Ringe, bei Gasmotoren vier bis sechs und noch mehr.

Man hat hier meist die Selbstspanner, welche, aus einem Ring von etwas größerem Durchmesser hergestellt, mit einem schrägen (Fig. 200 a) oder treppenförmigen (Fig. 200 b) Ausschnitt versehen, zusammengespannt und auf den Durchmesser der Zylinderbohrung abgedreht werden. Sie federn dann auseinander und schmiegen sich so der Zylinderwandung

dicht an. Rechnet man auf den Ausschnitt $a = \frac{D}{10}$ und auf die Bearbeitung (Vor- und Fertigdrehen) zusammen 6 bis 12 mm, so muß der Durchmesser des rohen Ringes

$$D_1 = D + \frac{a}{\pi} + 6 \text{ bis } 12 \text{ mm} = D + \frac{0{,}1\,D}{\pi} + 6 \text{ bis } 12 \text{ mm}$$
$$= 1{,}032\,D + 6 \text{ bis } 12 \text{ mm}$$

sein.

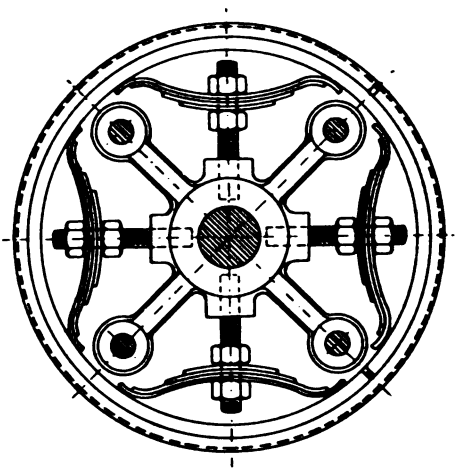


Fig. 201.

Die Stärke der Ringe nimmt man, wenn sie aufgebogen über den Kolben gestreift werden sollen:

$s \gtrless \frac{D}{30}$ für gleichstarke Ringe,

$s \gtrless \frac{D}{25}$ für ungleichstarke Ringe, die an den Enden bis auf 0,7 s abnehmen.

Die Höhe der Ringe ist $h = s$ bis $3\,s$, gewöhnlich $h = 2\,s$.

Werden die Ringe nach Abnahme eines besonderen Kolbendeckels in die Nut eingelegt, so kann man dieselben stärker nehmen, und zwar

$$s = \frac{D}{20}; \quad h = s \text{ bis } 1{,}5\,s; \quad a = 0{,}075\,D.$$

Die Federringe sind aus demselben Material wie die Selbstspanner, nur sind dieselben nicht auf Spannung abgedreht. Sie werden durch einen eingelegten Spannring, Federn (Fig. 201) oder durch einen durch Federn angepreßten Keil (Fig. 202) auseinandergepreßt.

Die Kolbenringe müssen mit äußerster Sorgfalt hergestellt und in die Nuten des Kolbens gut eingepaßt werden. Sie dürfen in denselben nicht klappern, aber auch nicht klemmen. Ebenso müssen Ringe, die direkt nebeneinanderliegen, aufeinander aufgeschliffen werden. Die Schnittstellen müssen, wenn ein Kolben mehrere Ringe hat, gegeneinander versetzt werden.

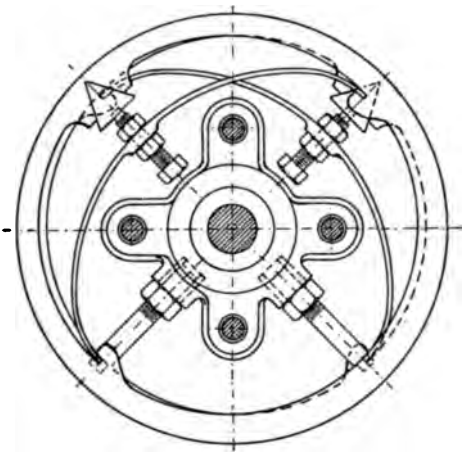


Fig. 202.

3. Kolbenstangen.

Als Kolbenstange (Fig. 203) bezeichnet man denjenigen Maschinenteil, welcher die von der Flüssigkeit auf den Kolben übertragene Kraft und Bewegung vom Kolben weg-, oder die vom Kolben auf die Flüssigkeit zu übertragende Pressung und Bewegung nach dem Kolben hinleitet.

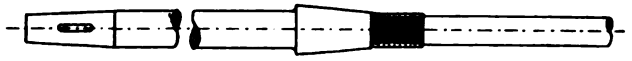


Fig. 203.

Der Querschnitt der Kolbenstange ist kreisförmig oder ringförmig.

Die Kolbenstange ist vorwiegend auf Knickfestigkeit beansprucht.

Ist m der Sicherheitskoeffizient,

l die Länge vom Kolben bis zum Kreuzkopf in cm,

$P = \frac{\pi D^2}{4} \cdot p$ die von der Kolbenstange zu übertragende Kraft,

E der Elastizitätsmodul

für Schmiedeeisen	2 000 000 kg/qcm
für Stahl	2 150 000 kg/qcm

und δ das Trägheitsmoment

$$\text{für vollen kreisförmigen Querschnitt } \frac{d^4}{32}$$

$$\text{für ringförmigen Querschnitt } \frac{d_1^4 - d_2^4}{32}.$$

so hat man zu setzen

$$n\,P = \frac{\pi^2 \delta E}{\mu} = \pi^2 \frac{\Pi \delta E}{\mu}.$$

Den Sicherheitskoeffizienten nimmt man 4 bis 11, wenn die Belastung zwischen null und der Maximalkraft P schwankt, einfachwirkende Maschinen, dagegen n = 15 bis 22, wenn dieselbe zwischen +P und −P schwankt, doppeltwirkende Maschinen.

Einfacher rechnet man

$$d = \sqrt[4]{\frac{P}{P_1}\,\mu}.$$

wobei μ = Länge in Meter,

P_1 = 10, wenn die Belastung zwischen 0 und P,

P_1 = 5, wenn die Belastung zwischen −P und −P schwankt.

Das Material der Kolbenstange ist Schmiedeeisen oder Stahl. Kolbenstangen aus Stahl bieten eine glattere Oberfläche und sind deshalb vorzuziehen.

Die Befestigung des Kolbens auf der Kolbenstange geschieht durch einen sauber eingeschliffenen Konus mit Schraube oder Keil. Keil bezw. Schraubenmutter müssen gesichert sein.

4. Die Stopfbüchsen.

Durchdringt eine bewegte Stange die Wand, welche zwei Räume trennt, in denen sich Flüssigkeiten befinden, deren Übertritt von dem einen Raum in den anderen zu verhindern ist, so muß eine Abdichtung stattfinden. Diesem Zwecke dienen die Stopfbüchsen.

Die wesentlichen Teile derselben sind (Fig. 204): *a* die Büchse, *b* die Brille, *c* die Packung, *s* die Schrauben zum Zusammenpressen der Packung, *e* die Grundbüchse.

Als Dichtungsmaterial wird verwendet: Hanf, Baumwolle, Leder, Gummi, Asbest, Metallgewebe, Metallringe u. s. w.

Die Brille wird für schwache Stangen ganz aus Bronze gefertigt, für stärkere aus Gußeisen mit Bronzefutter, die Grundbüchse ist aus Bronze.

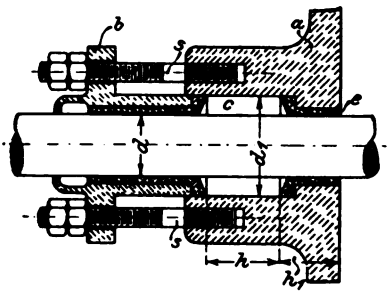


Fig. 204.

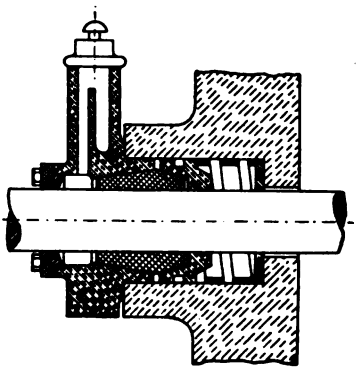


Fig. 205.

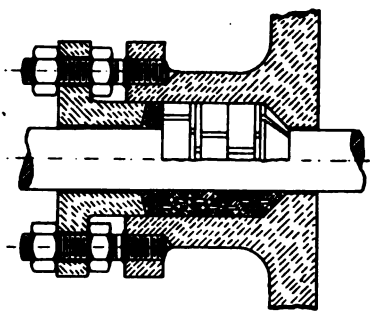


Fig. 206.

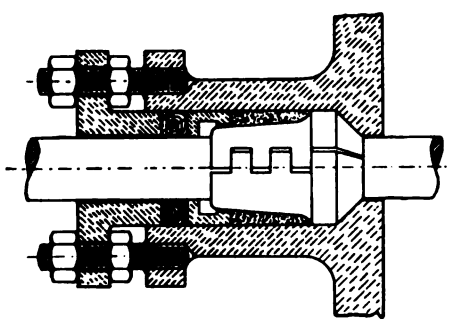


Fig. 207.

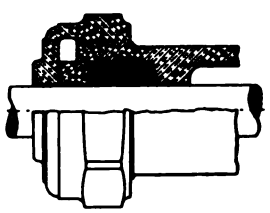


Fig. 208.

Maschinenelemente der geradlinigen Bewegung.

Den Durchmesser d_1 der Büchse nimmt man, wenn d der Durchmesser der Stange ist, bei Hanf-, Baumwoll-, Asbestpackung u. dergl.

$$d_1 = d - 1{,}6\sqrt{d}.$$

Höhe der Packung $h = d_1$.

Bei Wasser darf d etwas kleiner, bei Luft etwas größer gewählt werden. Je höher die Packung, um so dauerhafter ist sie im Betriebe und um so geringer ist die Reibungsarbeit.

Die Grundbüchse soll eine Länge $h_1 = d$ bei liegenden und $h_1 = \frac{d}{2}$ bei stehenden Kolben erhalten haben.

Das Anziehen der Stopfbüchsenbrille geschieht durch Schrauben, am besten drei, nur bei Stopfbüchsen von untergeordneter Bedeutung zwei, weil sich bei zwei Schrauben die Stopfbüchse leicht schief zieht. Den Durchmesser δ der Schrauben kann man nach folgender Tabelle nehmen:

d = 30	40 bis 50	60 bis 70	80 bis 90	100 bis 110	120 mm
δ = [illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	1	1¼" engl.

In neuerer Zeit verwendet man sehr viel Metallliderung für Stopfbüchsen. Diese [illegible] eine ununterbrochene, sorgfältige Schmierung.

In Fig. 205 ist eine Stopfbüchse mit Metallliderung (Weißmetall aus 15 % Antimon, 20 % Zinn, 65 % Blei) dargestellt, welche für Lokomotiven Verwendung findet, in Fig. 206 die Howaldsche und in Fig. 207 die Schellingsche Stopfbüchsenpackung mit dreiteiliger Büchse aus Weichkupfer, welche zur Erzielung seitlicher Beweglichkeit noch mit Hanfpackung umgeben ist. Die beiden letztgenannten Konstruktionen findet man häufig an Schiffsmaschinen.

Fig. 208 zeigt eine Stopfbüchse, bei welcher die Brillenschrauben dadurch vermieden sind, daß eine Mutter, welche auf die Packungshülse aufgeschraubt ist, über die Brille übergreift und diese so anzieht.

V.

Maschinenelemente zur Umänderung der geradlinigen Bewegung in eine drehende.

Die Bewegungsverhältnisse dieser Maschinenteile sind ziemlich komplizierte. Es muß deshalb einer Besprechung dieser Teile eine Betrachtung der Bewegungsverhältnisse vorausgehen. Es soll hier das Wichtigste dieser Getriebe, der einfache Kurbelmechanismus, erläutert werden.

Das Kurbelgetriebe besteht aus dem Kreuzkopf, welcher durch die Gleitbahn geführt ist und eine geradlinig hin- und hergehende Bewegung ausführt, der Kurbel, welche mit dem sich drehenden Teil fest verbunden ist, und der Schub- oder Pleuelstange, welche die Bewegung vom Kreuzkopf auf die Kurbel überträgt.

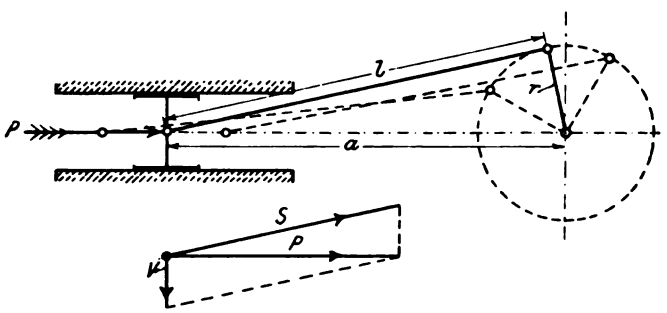


Fig. 209.

Es sollen zunächst die Kräfte, durch welche die verschiedenen Teile beansprucht sind, betrachtet werden.

Die auf den Kreuzkopf wirkende Kraft (bei der Dampfmaschine der Dampfdruck, der durch die Kolbenstange auf den Kreuzkopf über-

tragen wird, $P = \frac{\pi D^2}{4} \cdot p$) zerlegt sich in eine in die Richtung der Schubstange fallende Komponente S und eine Komponente V, welche den Kreuzkopf auf die Gleitbahn drückt (Fig. 209). Die Größe dieser Komponenten kann man mit Hilfe des Kräfteparallelogrammes für jede Stellung der Kurbel leicht bestimmen. Hat der Druck auf den Kreuzkopf immer dieselbe Größe, so geht aus Figur 209 hervor, daß beide Komponenten ihren größten Wert erreichen, wenn Kurbel und Schubstange senkrecht aufeinander stehen.

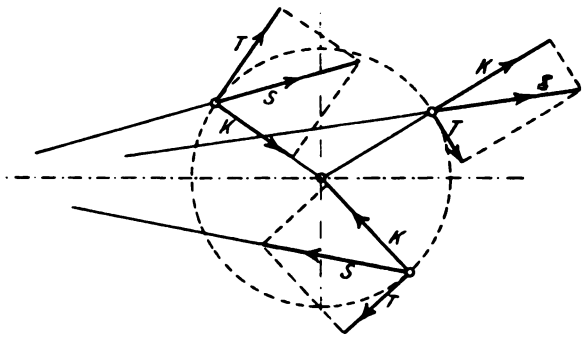


Fig. 210.

Bezeichnet man die Länge der Schubstange mit l, den Kurbelradius mit r und den Abstand des Kurbelwellenzapfens vom Kreuzkopf mit a, so folgt aus der Ähnlichkeit der Dreiecke

$$\frac{V_{max}}{P} = \frac{r}{l} \quad \text{und} \quad \frac{S_{max}}{P} = \frac{a}{l}.$$

Gewöhnlich macht man $l = 5\,r$ und erhält dann

$$V_{max} = P\,\frac{r}{l} = \frac{P}{5},$$

$$S_{max} = P\,\frac{a}{l} = \frac{\sqrt{(5\,r)^2 + r^2}}{5\,r} = P\,\frac{\sqrt{26}}{5} = 1{,}02\,P.$$

Die Schubstangenkraft S überträgt sich auf den Kurbelzapfen und zerlegt sich hier in eine Komponente T, welche tangential zum Kurbelkreis wirkt und die drehende Bewegung hervorbringt und in eine in die Richtung des Kurbelarmes fallende Komponente K, welche die Kurbelwelle auf Biegung beansprucht und den Kurbelwellenzapfen gegen die Lagerschale preßt (Fig. 210).

Stehen Kurbel und Schubstange senkrecht aufeinander, so ist die Tangentialkraft T gleich S; es wird also dann die ganze Schubstangenkraft zur Hervorbringung der drehenden Bewegung nutzbar gemacht;

die Komponente K dagegen wird in diesem Falle gleich null. Fällt hingegen die Schubstangenrichtung mit der Richtung des Kurbelarmes in eine Linie, so wird K = S, die Tangentialkraft dagegen null; die Schubstangenkraft S, die in diesem Falle gleich P ist, kann also dann gar nicht drehend wirken (Totpunktlagen). Auch die Komponente V (Fig. 209) ist in diesem Falle gleich null.

Die Beziehungen zwischen dem Wege des Kreuzkopfes und dem Wege des Kurbelzapfens lassen sich gleichfalls leicht auf zeichnerischem Wege ermitteln.

Man findet dann, daß bei gleichbleibender Umfangsgeschwindigkeit der Kurbel die Geschwindigkeit des Kreuzkopfes zu Anfang und Ende des Hubes am kleinsten, in der Mitte des Hubes am größten, nämlich gleich der Geschwindigkeit des Kurbelzapfens ist.

Während einer Umdrehung macht der Kurbelzapfen den Weg $d\,\pi$, der Kreuzkopf den Weg $2\,d$ (der Kolbenhub ist gleich dem Durchmesser des Kurbelkreises), die mittleren Geschwindigkeiten beider Teile verhalten sich also

$$\frac{c_m \text{ Kurbelzapfen}}{c_m \text{ Kreuzkopf}} = \frac{d\,\pi}{2\,d} = \frac{3{,}14}{2}.$$

Somit ist die mittlere Geschwindigkeit des Kurbelzapfens

$$c_m \text{ Kurbelzapfen} = 1{,}57\, c_m \text{ Kreuzkopf},$$

die mittlere Geschwindigkeit des Kreuzkopfes

$$c_m \text{ Kreuzkopf} = 0{,}64\, c_m \text{ Kurbelzapfen}.$$

Die an der Kurbel geleistete Arbeit ist gleich dem Produkt aus dem Mittelwerte des Tangentialdruckes und dem Wege des Kurbelzapfens. Um den mittleren Tangentialdruck zu bestimmen, bestimmt man für eine größere Anzahl Kurbelstellungen die Größe des Tangentialdruckes auf die früher beschriebene Weise, addiert diese Werte und teilt die Summe durch die Anzahl derselben.

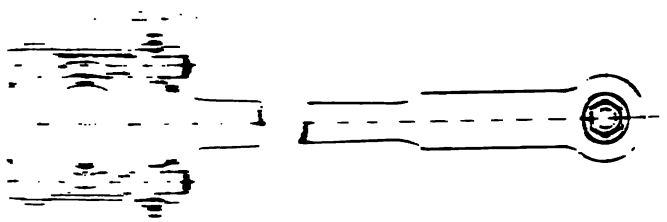
Um die Änderung des Tangentialdruckes zu veranschaulichen, kann man die Werte desselben auch auf einer Linie, deren Länge dem Umfang des Kurbelkreises gleich ist, als Ordinaten auftragen. Dies empfiehlt sich besonders bei veränderlichem Kreuzkopfdrucke (Expansionsmaschinen). Der Inhalt des so erhaltenen Diagrammes ist dann gleich der geleisteten Arbeit.

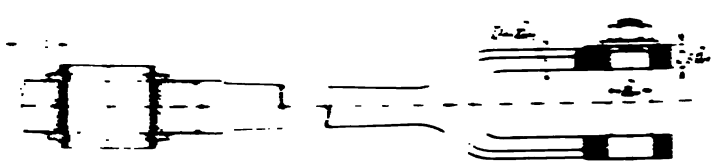
Die Teile des Kurbelmechanismus.

[illegible]

[illegible] Treib-Lenkerstange dienen [illegible] übertragen, welche rotierende, [illegible] ausführen. Sie bestehen aus [illegible] und dem die Köpfe [illegible]

[illegible] sind bewegliche [illegible] sich deshalb nach den [illegible]





[illegible] an Schubstangenköpfe stellen [illegible]

[illegible] genau parallel laufen.

[illegible] Lagerschale muß auf der [illegible]

[illegible] ausgleichbar sein, daß [illegible]

[illegible]

[illegible] tunlichst zu vermeiden.

[illegible] Gesagte.

[illegible] Konstruktionen von [illegible] sind daselbst ein-

2. Schubstangenschaft. Der Schubstangenschaft wird abwechselnd durch Zug- und Druckkräfte beansprucht, da aber infolge seiner Länge ein seitliches Ausbiegen eintritt, so ist derselbe auf Knickung zu berechnen. Die Schubstange führt eine hin- und herschwingende Bewegung aus. Hierbei muß sie ihre Bewegungsrichtung fortgesetzt umkehren. Die schwingenden Massen suchen aber infolge der Trägheit ihre Bewegungsrichtung beizubehalten. Hierdurch wird die Schubstange in der Richtung der Schwingungsebene durchgebogen.

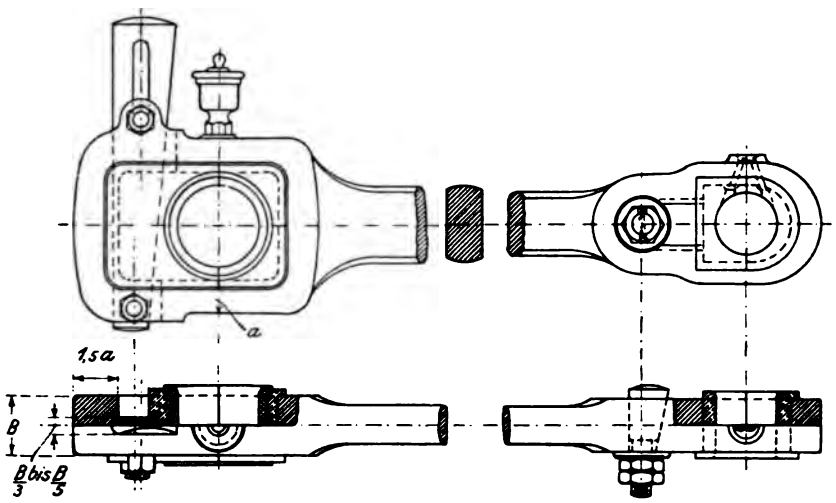


Fig. 212.

Bei geringen Geschwindigkeiten kann man diese Durchbiegung vernachlässigen und setzen für schmiedeeiserne Schubstangen von:

$$\text{rundem Querschnitt} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad S = 40\,000 \frac{\Delta^4}{l^2}$$

$$\text{rechteckigem Querschnitt} \quad . \quad . \quad . \quad S = 200\,000 \frac{b^4}{l^2},$$

wenn $h = 1{,}8\ b$ ist.

Für Schubstangen aus Holz, mit $h = 1{,}5\ b$,

$$S = 10\,000 \frac{b^4}{l^2}.$$

Die aus diesen Formeln berechneten Werte von Δ und h sind die mittleren Maße, nach dem Kurbelzapfen hin nimmt der Schubstangendurchmesser bis 0,8 Δ, nach dem Kreuzkopfzapfen hin bis 0,7 Δ ab (Fig. 213), bei großem Kurbelzapfen aber vielfach nach dem Kurbelzapfen auch auf 1,3 Δ zu, die Seiten sind dann abgeflacht (Fig. 214).

Die Breite b rechteckiger Stangen ist unveränderlich. Die Höhe am Kurbelzapfenkopf = 1.2 h, die am Kreuzkopf = 0.8 h.

Die größte in die Schubstangenrichtung fallende Kraft S bestimmt man auf die am Anfang dieses Abschnittes gegebene Weise.

Die Berechnung auf Knickfestigkeit liefert, wenn J das kleinste Trägheitsmoment in Bezug auf die neutrale Achse:

$\frac{J^4}{20}$ für kreisförmigen Querschnitt

$\frac{b^3 h}{12}$ - rechteckigen Querschnitt (mit b = 0,5 bis 0,6 h.

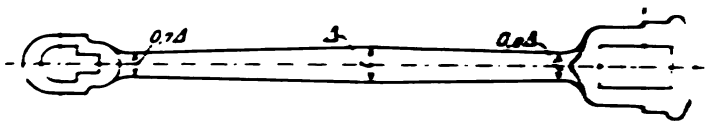


Fig. 213.

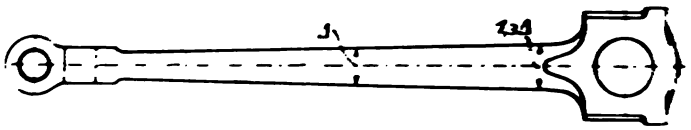


Fig. 214.

E der Elastizitätsmodul des Materiales in kg/qcm, l die Schubstangenlänge in cm und m ein Sicherheitskoeffizient ist, die Formel

$$J = \frac{m S l^2}{\pi^2 E}.$$

Die durch die Trägheit der Massen hervorgerufene Biegungsanstrengung kann durch die Wahl von m nach folgender Tabelle berücksichtigt werden:

Werte von m.

Zylinder-durchmesser	Tourenzahl pro Minute					
	300	200	150	100	80	50
200	40	20	15	15	15	—
300	50	40	20	15	15	15
400	60	50	40	20	15	15
500	—	60	50	30	20	15
600	-	—	60	40	20	15
700	—	—	—	50	25	15

Bei Schubstangen langsam gehender Maschinen liegt der am stärksten beanspruchte Querschnitt in der Mitte der Schubstangenlänge,

bei schnell laufenden Maschinen rückt er durch den Einfluß der durch die Trägheitskräfte hervorgerufenen Biegung um so näher nach dem Kurbelzapfen, je höher die Tourenzahl der Maschine ist.

Bei Lokomotivschubstangen setzt man

$$S = 500\,000\,\frac{b^4}{l^2} \text{ bis } 1\,000\,000\,\frac{b^4}{l^2},$$

wenn $h = 2\,b$ ist.

Diese Werte, welche den Sicherheitskoeffizienten $m = \frac{20}{3}$ und $m = \frac{10}{3}$ entsprechen, sind hier zulässig, weil sich bei dem raschen Wechsel von Zug und Druck Formänderungen nicht ausbilden können. Um das Gewicht der Schubstangen möglichst zu vermindern, gibt man denselben hier oft auch I-Querschnitt.

2. Kurbeln.

Kurbeln sind mit Wellen verbundene oder mit diesen aus dem Ganzen bestehende Hebel, welche in der Regel dem Zwecke dienen, die mechanische Arbeit hin- und hergehender Teile an umlaufende abzugeben oder umgekehrt.

Befindet sich die Kurbel am Ende der Welle (Fig. 215), so nennt man sie Stirnkurbel, im anderen Falle Krummzapfen oder gekröpfte Welle (Fig. 216).

Die Hauptbestandteile einer Kurbel sind: der Kurbelzapfen, das ist dasjenige Element, an welches sich die schwingenden Teile anschließen, der Kurbelarm und die Nabe, welche zur Befestigung auf der Welle dient.

Die Berechnung des Kurbelzapfens sowie des Kurbelwellenzapfens ist bereits im II. Abschnitte behandelt worden.

Den Durchmesser des Auges für den Kurbelzapfen macht man gleich dem doppelten Zapfendurchmesser, den Anzug des Konus beiderseitig 1 : 12 bis 1 : 15, die Länge des Auges 1,5 d bis 1,75 d, die Keilhöhe 0,5 d bis 0,6 d, die Keilstärke 0,2 d bis 0,25 d, falls der Anzug des Zapfens durch Schraube erfolgt, den Schraubendurchmesser gleich $\frac{d}{2}$.

Der Durchmesser des Wellenzapfens wird einige Millimeter kleiner genommen als der Durchmesser der Lagerstelle, die Nabenstärke $0{,}4\,D + 1$ cm, die Nabenlänge $l \geqq D$, wenn die Kurbel warm oder mittels Presse genau aufgezogen, $l \geqq 1{,}25\,D$, wenn dieselbe aufgekeilt wird.

Der Kurbelarm wird durch die von der Schubstange auf den Kurbelzapfen ausgeübte Kraft S auf Biegung und Verdrehung beansprucht.

Das Drehmoment ist für den ganzen Kurbelarm konstant

$$M_d = P \cdot a$$ (siehe Fig. 215a).

Das Biegungsmoment wächst mit der Größe des Abstandes x vom Kurbelzapfen, es ist

$$M_b = P x.$$

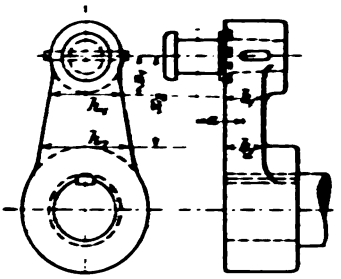


Fig. 215a.

Den Querschnitt des Kurbelarmes erhält man aus der Formel:

$$\frac{b h^2}{6} \cdot k_b = \frac{3}{8} M_b + \frac{5}{8} \sqrt{M_b^2 + (\alpha_0 M_d)^2}.$$

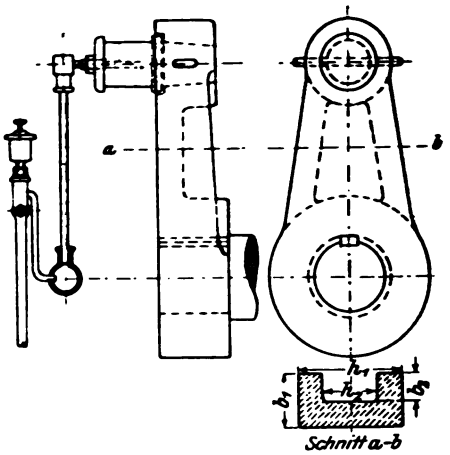


Fig. 215b.

Man dimensioniert zunächst die Naben nach den vorstehend gegebenen Verhältnissen, schließt dann in der Seitenansicht den Arm den Naben an, womit man die Höhe h des Querschnittes erhält, und berechnet hierauf entweder b_1 und b_2; oder man macht den Arm in allen Abständen x gleichstark und berechnet, nachdem man b angenommen hat, h_1 und h_2 aus obiger Formel.

Soll der Arm ⌊⌋-förmigen Querschnitt erhalten, so berechnet man erst den rechteckigen Querschnitt und verwandelt diesen nach der Formel

$$\frac{b\,h^3}{6} = \frac{b_1\,h_1^3 - b_2\,h_2^3}{6\,h_1}$$

in einen ⌊⌋-förmigen, wobei man

$$\frac{b_2}{b_1} = \frac{h_2}{h_1} = 0{,}6$$

setzen kann (Fig. 215 b).

Hiermit erhält man

$$\frac{b\,h^3}{6} = \frac{b_1\,h_1^3 - 0{,}6\,b_1\,(0{,}6\,h_1)^3}{6\,h_1} = \frac{0{,}87\,b_1\,h_1^3}{6},$$

woraus sich ergibt, wenn $h_1 = h$ genommen wird,

$$b_1 = 1{,}15\,b.$$

Eine besondere Form der Kurbel ist die gekröpfte Welle (Fig. 216).

Um die Dimensionen derselben zu berechnen, muß man zunächst die vom Kurbelzapfendruck, Schwungradgewicht und der Riemenspannung

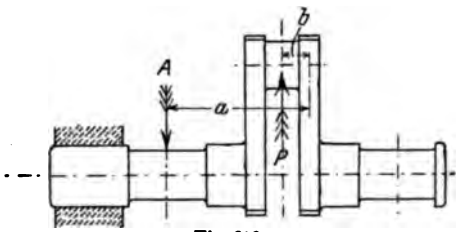


Fig. 216.

herrührenden Auflagerreaktionen bestimmen. Mit diesen ergeben sich die Biegungsmomente für die verschiedenen Stellen der Welle. Außerdem hat die Welle ein Drehmoment auszuhalten, welches

$$M_d = P \cdot r \quad \text{bezw.} \quad \frac{P}{2} \cdot r$$

ist, je nachdem sich das Drehmoment nach einer Seite oder nach beiden Seiten fortpflanzt.

Mit Hilfe dieser für M_b und M_d gefundenen Werte kann man die Welle nach der unter „Wellen“ gegebenen Formel

$$\frac{d^3}{10} \cdot k_b = \frac{3}{8} M_b + \frac{5}{8} \sqrt{M_b^2 + (\alpha_0 M_d)^2}$$

berechnen.

Das Biegungsmoment, durch welches der Kurbelarm in Anspruch genommen wird, ist genau so zu berechnen, wie bei der Stirnkurbel. Als Drehmoment ist jetzt die Differenz der von der Auflagerreaktion

und der Kraft P herrührenden Drehmomente zu setzen, also

$$M_d = A \cdot a - P \cdot b.$$

Andere Formen der Kurbel sind die Kurbel mit Gegengewicht (Fig. 217), die dort Verwendung findet, wo man die bei der Rotation der einseitig vom Drehpunkte angehäuften Masse auftretende Zentrifugalkraft ausgleichen will, und die Kurbelscheibe (Fig. 218), die hauptsächlich bei kleinem Kurbelradius Verwendung findet. Fig. 219 zeigt eine Handkurbel.

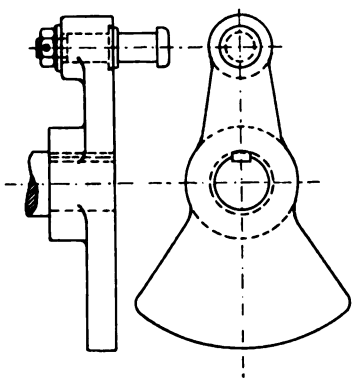


Fig. 217.

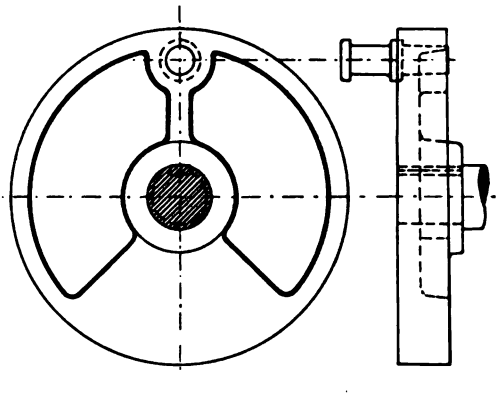


Fig. 218.

Kurbel mit Gegenkurbel und Exzenter.

Ist der Kurbelradius zu klein, um eine Kurbel der bisher beschriebenen Konstruktionen anwenden zu können, so setzt man (Fig. 220) eine exzentrisch ausgebohrte Scheibe auf die Welle und läßt diese von einem mit der Schubstange verbundenen ringförmigen Körper umschließen. Dieser Mechanismus ersetzt eine Kurbel, deren Radius gleich ist dem Abstand der Mittelpunkte der Bohrung und des äußeren Umfanges der Scheibe.

Ist D der tatsächliche Durchmesser der Welle und D_d der Durchmesser derjenigen Welle aus Flußeisen oder Schweißeisen, welche dem drehenden Moment, welches die Bewegung des Exzenters erfordert, entspricht (zu berechnen aus $P R = \frac{D_d^3}{5} k_d$), so kann man setzen (siehe Figur 220)

$$s = \frac{1}{5}\left(D_d + \frac{D}{2}\right) + 5 \quad \text{bis} \quad \frac{1}{4}\left(D_d + \frac{D}{2}\right) + 5 \text{ mm}$$

für gußeiserne Exzenter.

Für Exzenter aus Flußeisen oder Stahl kann man s um $\frac{1}{5}$ bis $\frac{1}{3}$ kleiner nehmen.

Die Größe x nimmt man

$$x = \frac{D_d}{16} + 5 \text{ mm} \quad \text{bis} \quad \frac{D_d}{10} + 5 \text{ mm}.$$

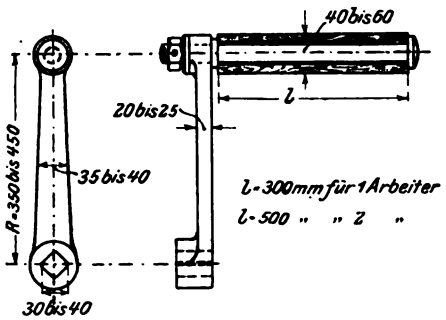


Fig. 219.

Die Breite der exzentrischen Scheibe ist nach der unter „Zapfen“ gegebenen Formel

$$l \geq \frac{P \cdot n}{w}$$

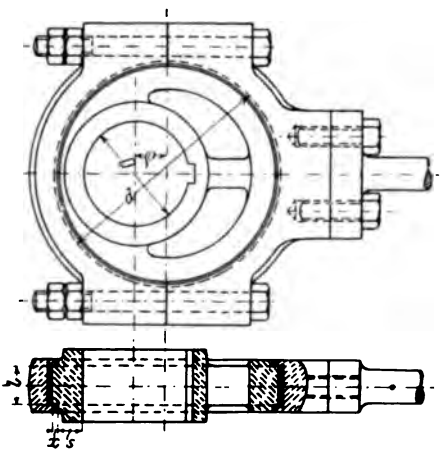


Fig. 220.

zu berechnen, wobei man nehmen kann w = 10 000 für Flußeisen- oder Stahlbügel auf Gußeisenexzentern, w = 20 000 für mit Weißmetall gefütterte Bügel auf Gußeisenexzentern; für Lokomotiven kann man der Kühlung durch den Luftzug wegen w höher nehmen.

Der Durchmesser der Exzenterscheibe ist, wenn ϱ die Exzentrizität

$$d = D + 2s + 2x + 2\varrho.$$

Dem gleichen Zwecke wie die Exzenter dienen die Gegenkurbeln (Fig. 221). Die Berechnung der Gegenkurbel geschieht genau so wie die Berechnung einer Stirnkurbel, nur bei der Berechnung des eigentlichen Kurbelzapfens ist die biegende und drehende Wirkung der an der Gegenkurbel angreifenden Kraft zu berücksichtigen.

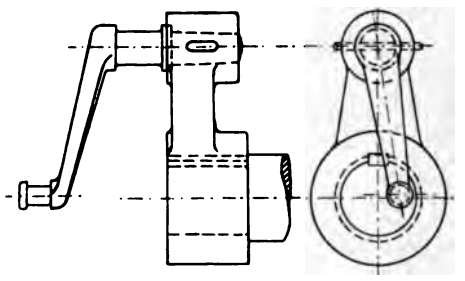


Fig. 221.

Die Exzenterstangen sind wie die Schubstangen auf Knickung zu berechnen, wobei man den Sicherheitskoeffizienten m = 40 setzen kann. Gleichzeitig hat man aber darauf zu achten, daß die höchste durch Stangenkraft, Eigengewicht (und ev. Durchbiegung) hervorgerufene Druckspannung nicht größer wird als 300 kg/qcm.

3. Geradführungen.

Bei der Umsetzung einer geradlinigen Bewegung in eine drehende sind Teile erforderlich, die das geradlinig bewegte Teil in seiner Richtung erhalten, diese nennt man Geradführungen.

Die Geradführung kann erfolgen:

1. durch Führung in Lagern oder Büchsen,
2. durch Führung auf besonderer Gleitbahn mittels Kreuzkopfes (Querhauptes),
3. durch Gelenkstangen.

Die wichtigste davon ist die zweite Führung.

Der Kreuzkopf oder das Querhaupt besteht aus dem Auge für den Kreuzkopfzapfen und den Gleitschuhen. Die letzteren müssen so groß sein, daß die Pressung zwischen Gleitschuh und Gleitbahn etwa 2 bis 3 kg/qcm nicht überschreitet.

Die Bestimmung der Größe der den Kreuzkopf anpressenden Kraft V ist am Anfang dieses Kapitels erläutert.

Die Gleitschuhe sind häufig durch Keile oder Schrauben nachstellbar.

Früher lagerte man den Kreuzkopfzapfen meist fest im Kreuzkopf (Fig. 222 und 223), neuerdings verwendet man mehr gabelförmige Schub-

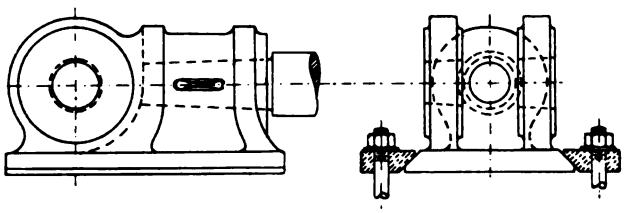


Fig. 222.

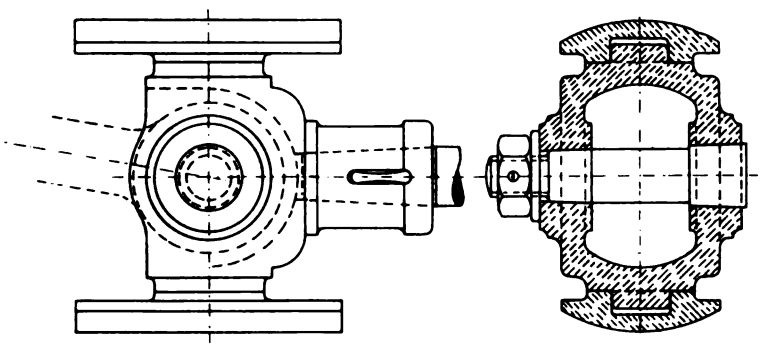


Fig. 223.

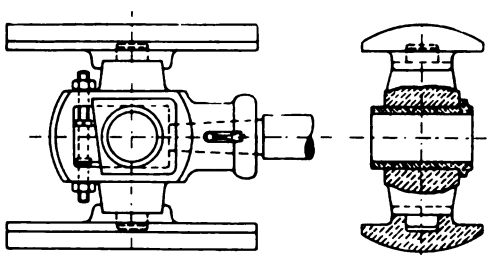


Fig. 224.

stangen, welche den Zapfen tragen, der Kreuzkopf enthält hier nur das Lager für denselben (Fig. 224).

Die Gleitbahn ist hinreichend stark zu konstruieren und genügend zu unterstützen, sodaß schädliche Durchbiegungen nicht eintreten können. Die Fig. 222 bis 224 zeigen verschiedene Kreuzköpfe, Fig. 225 eine Gleitbahn.

Geradführungen durch Gelenkstangen. Als Beispiele dieser Geradführungen sollen hier das Wattsche Parallelogramm und der angenäherte Ellipsenlenker beschrieben werden.

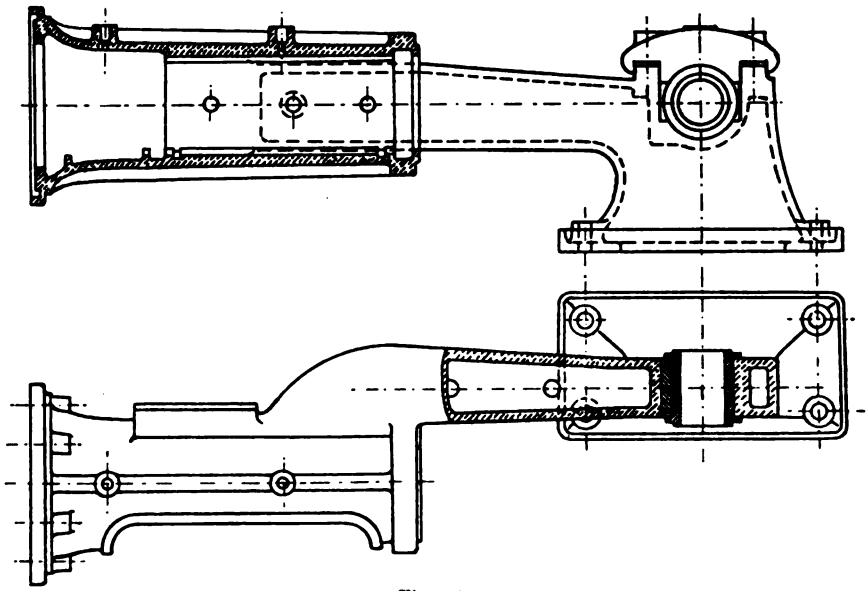


Fig. 225.

Macht man in Fig. 226 $e\,d = a\,d$, ferner die Gelenkstange $c\,g = e\,d$, so beschreibt der Mittelpunkt der Stange $c\,d$ nahezu eine gerade Linie. Legt man nun an den Punkt a eine Stange $a\,b = c\,d$ und zwischen c und b eine Stange von der Länge $a\,d$, so beschreibt auch b, ebenso

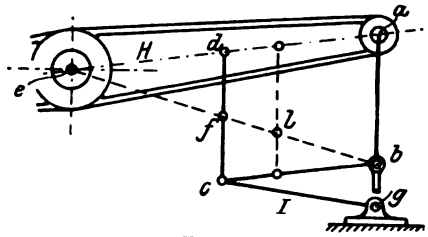


Fig. 226.

auch der Punkt l jeder zu $a\,b$ parallelen Stange, welcher auf der Verbindungslinie $e\,b$ liegt, nahezu eine Gerade.

Fig. 227 zeigt den angenäherten Ellipsenlenker. Der Punkt A des Hauptlenkers $A\,B$ ist geradlinig oder in einem flachen Kreisbogen

geführt, der Punkt C aber an dem um D drehbaren Gegenlenker befestigt. D liegt auf der Geraden, auf welcher sich A bewegt. Der Punkt B beschreibt dann eine zu AD senkrechte Gerade, sofern die Punkte C und D so gewählt sind, daß C in der äußersten Stellung

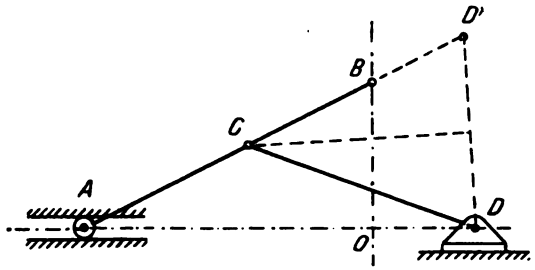


Fig. 227.

des Hauptlenkers senkrecht über der Mitte der Strecke $D D_1$ liegt. Den Punkt D_1 auf der Verlängerung von AB findet man, wenn man $BD_1 = OD$ macht.

VI.

Maschinenelemente zur Aufnahme und zur Fortleitung von Flüssigkeiten, Dämpfen und Gasen.

— —

Zu diesen Maschinenelementen sind die Zylinder, die Rohre und die Absperrvorrichtungen: Ventile, Schieber und Hähne zu rechnen.

A. Zylinder.

Der Zylinder ist das Rohr, in welchem sich der Kolben bewegt.

Das Material, aus dem Zylinder hergestellt werden, ist in der Regel festes dichtes Gußeisen, bei starken Pressungen Stahlguß, wo die chemischen Eigenschaften der Flüssigkeiten dies nötig machen, auch Bronze oder andere Legierungen. Schmiedeeisen und Stahl finden nur selten Verwendung.

Gegossene Zylinder werden am besten stehend gegossen mit genügend hohem und starkem verlorenen Kopfe, damit die Wandstärke überall gleich stark und der Guß gleichmäßig dicht wird.

1. Zylinder für Pumpen und Pressen.

Die Wandstärke eines nicht auszubohrenden gußeisernen Zylinders muß mit Rücksicht auf Herstellung und Aufstellung mindestens sein:

$$s = 0{,}02\,D + 10 \text{ mm}$$

bei stehend gegossenen,

$$s = 0{,}025\,D + 12 \text{ mm}$$

bei liegend gegossenen Zylindern, die eines auszubohrenden, stehend gegossenen Zylinders

$$s = 0{,}02\,D + 13 \text{ mm},$$

eines liegend gegossenen Zylinders

$$s = 0{,}025\,D + 15 \text{ mm}.$$

Diese Werte sind jedoch nur dann anzuwenden, wenn die Festigkeitsrechnung keine höhere Wandstärke ergibt.

Mit Rücksicht darauf, daß der Zylinder der Pressung der Flüssigkeiten oder Gase mit hinreichender Sicherheit widerstehen kann, hat man, wenn

R_a der äußere Radius,
R_i der innere Radius,
a ein Zuschlag ist,

nach C. v. Bach zu setzen:

wenn der Zylinder einem inneren Überdruck p_i widerstehen soll:

$$R_a = R_i \sqrt{\frac{k_z + 0{,}4\,p_i}{k_z - 1{,}3\,p_i}} + a,$$

wenn der Zylinder einem äußeren Überdruck p_a widerstehen soll,

$$R_a = R_i \sqrt{\frac{k}{k - 1{,}7\,p_a}} + a.$$

Die zulässigen Spannungen kann man hier setzen:

für Pumpenzylinder

Gußeisen	$k_z \leq 200$ kg/qcm	$k =$	600 kg/qcm
Stahlguß	$k_z \leq 500$ -	$k =$	900 -

für Preßzylinder

Gußeisen und Bronze	$k_z =$	300 bis	600 kg/qcm
Phosphorbronze		500 -	1000 -
Stahlguß mindestens		1000 -	1200 -

(nach Angabe des liefernden Hüttenwerkes).

Schweißeisen (Quadrateisen, schraubenförmig um einen Zylinder gewunden und in Richtung der Achse zusammengeschweißt)

$$k_z = 900 \text{ bis } 1800 \text{ kg/qcm}.$$

Bei der Wahl von k_z nimmt man um so niedrigere Werte, je größer die auftretenden Stöße sind und je nachteiliger ein eventuell eintretender Bruch werden kann.

Den Zuschlag a nimmt man bei nicht auszubohrenden Zylindern 3 bis 6 mm, bei auszubohrenden Zylindern 8 bis 16 mm. Bei Preßzylindern mit großer Wandstärke vernachlässigt man a.

Die Wandstärke eines ebenen Zylinderdeckels nimmt man

$$s_1 \geq R_1 \sqrt{\mu \frac{p}{k_b}},$$

wobei R der Radius, gemessen bis Mitte der Deckelschrauben, p der innere oder äußere Überdruck in, die zulässige Biegungsspannung (etwa gleich den unteren Werten der oben gegebenen Zugspannungen) und μ ein Koeffizient ist, den man bei innerem Überdruck = 1.2, bei äußerem Überdruck = 0.8 setzt.

Ist der Deckel gewölbt oder durch Rippen verstärkt, so kann man natürlich kleiner wählen. Zu beachten ist ferner, daß der Abstand der Schrauben von der Dichtungsstelle möglichst klein wird, weil sonst der Deckel durch das Anziehen der Schrauben stark auf Biegung beansprucht wird.

Anzahl und Durchmesser der Schrauben kann, wie später bei den Flanschenrohren gegeben, gewählt werden.

Hohlzylinder, welche sehr großen inneren Überdruck auszuhalten haben, stellt man auch aus einem gußeisernen Zylinder mit aufgezogenen schmiedeeisernen Schrumpfringen her.

2. Dampfzylinder.

Das verwendete Material, meist Gußeisen, muß dicht sein, der Abnutzung durch Kolben und Schieber wegen eine gewisse Härte, der nicht zu vermeidenden Gußspannungen wegen aber auch eine gewisse Zähigkeit haben. Man setzt dem grauen Gußeisen gewöhnlich zähes Schweißeisen zu.

Die Berechnung der Wandstärke nach der Beanspruchung durch inneren Überdruck gibt hier zu geringe Werte, weshalb man die auch für ausgebohrte Pumpenzylinder geltenden Mindestmaße $s = 0.02\,D + 13$ mm für stehend gegossene, $s = 0.025\,D - 15$ mm für liegend gegossene Zylinder einhalten muß.

Die Zylinder stehender Maschinen, bei welchen keine Biegungsspannungen auftreten und die Abnutzung sich auf den ganzen Umfang gleichmäßig verteilt, und sehr kurze Zylinder können 10 bis 20% schwächer ausgeführt werden, sehr lange, liegende Zylinder erhalten doch vielfach eine größere Wandstärke, als die obigen Formeln ergeben.

An den Enden des Zylinders (Fig. 228 und 229) vergrößert man den Durchmesser, damit durch die Abnützung kein Ansatz erzeugt wird. Die Kolbenringe müssen in ihren äußersten Stellungen etwas in diese Erweiterung hineinragen, also über die eigentliche Zylinderbohrung vorstehen. Diese Erweiterung darf jedoch nicht unnötig groß gewählt werden, da dieselbe den sogenannten schädlichen Raum vergrößert. Aus demselben Grunde sind vorspringende Rippen an der Innenseite des Zylinderdeckels zu vermeiden und die Verschlußschrauben der Indikatorstutzen möglichst so lang zu machen, daß sie bis nahe an das Zylinderinnere reichen.

Der Zylinderdeckel wird entweder mit Öl und Schmirgel aufgeschliffen oder durch Zwischenlagen von Asbestpappe, Gummi, Pappe oder Leinwand mit Mennige gedichtet. Im ersteren Falle genügt eine Dichtungsfläche von 10 bis 20 mm, im letzteren Falle geschieht die

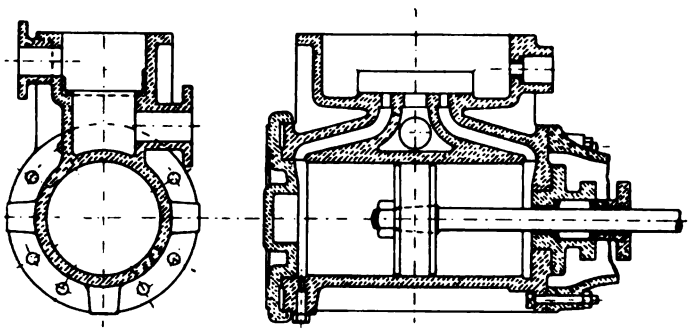


Fig. 228.

Abdichtung wie bei den Flanschenröhren. Bei sorgfältig bearbeiteten, mit Dichtungsnuten versehenen Flächen genügt auch schon steifer Mennigkitt.

Durchmesser und Anzahl der Deckelschrauben ist wie bei den Flanschenröhren zu wählen.

Die Dampfzylinder werden gewöhnlich mit einer Umhüllung von Blech oder Holz versehen, um die Wärmeausstrahlung zu verringern, es ist dann dafür Sorge zu tragen, daß die Deckelschrauben nicht zwischen Zylinder und Umhüllung fallen können.

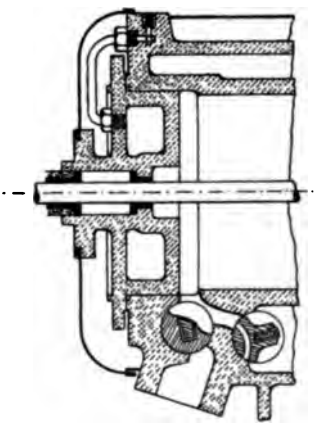


Fig. 229.

Um den Deckel leichter lösen zu können, sind besonders bei größeren Zylindern mindestens drei Druckschrauben anzubringen.

Die Zylinderdeckel müssen abgenommen werden können, ohne daß andere Teile beseitigt werden müssen, außerdem muß für ausreichende Schmierung der Lauffläche sowie Ableitung des Kondenswassers Sorge getragen werden. Die Dampfkanäle sollen deshalb, wenn möglich, bis zur tiefsten Stelle des Zylinders reichen, ist dies nicht möglich, sind Sicherheitsventile anzuordnen.

Um eine zu starke Abkühlung des Dampfes zu vermeiden, werden die Dampfzylinder mit einem Dampfmantel versehen, der mit Frischdampf geheizt wird. Diese Heizung erstreckt sich vorteilhaft auch auf die Zylinderböden und Zylinderdeckel (Fig. 229).

Der Dampfmantel wird entweder mit dem Zylinder aus einem Stück gegossen und an der Stirnseite, die zum Zwecke der Entfernung des Kernes, wenigstens zum Teil, offen sein muß, durch den Zylinderdeckel oder einen schwach konischen Ring aus weichem Eisen oder Kupfer, welcher sorgfältig verstemmt wird, verschlossen, oder der Dampfmantel bildet ein Stück für sich, welches über den Zylinder geschoben und mit Eisenkitt, Kupferringen oder Hanf an den Stirnflächen gedichtet wird.

Bei der Konstruktion des Dampfmantels ist vor allem darauf zu achten, daß der Dampf aus demselben nicht in das Innere des Zylinders gelangen kann und daß das im Dampfmantel sich bildende Kondenswasser abgeleitet werden kann.

Schieberkasten und Schieberkastendeckel.

Die Wandungen des Schieberkastens und der Schieberkastendeckel sind als ebene Platten, welche durch den Überdruck p beansprucht werden, zu berechnen. Ist a die lange, b die kurze Seite, so wird die Stärke s nach C. v. Bach berechnet nach der Formel

$$s \geqq \frac{b}{2}\sqrt{\mu\,\frac{2}{1+\left(\frac{b}{a}\right)^2}\,\frac{p}{k_b}},$$

wobei man $\mu = {}^3/_4$ bis ${}^9/_8$ setzt, je nach der Befestigung des Deckels. Der erste Wert gilt für eine am Rande fest eingespannte, der andere für eine frei aufliegende Platte.

Bei der Wahl von k_b hat man zu berücksichtigen, daß die inneren Schichten des Materials eine höhere Temperatur haben, als die äußeren und daß dadurch schon Materialspannungen hervorgerufen werden, welche die vom Überdruck p herrührenden Spannungen vergrößern. Man wählt deshalb k_b höchstens 200 bis 250 kg. Ordnet man, um eine größere Widerstandsfähigkeit zu erzielen. Rippen an, so sollen diese, da bei Gußeisen die Druckfestigkeit größer als die Zugfestigkeit ist, stets an der auf Druck beanspruchten Seite, also innen liegen. Schieberkastendeckel nach Art der Fig. 230 sind deshalb zu verwerfen, die Konstruktion Fig. 231 ist schon besser, noch vorteilhafter sind gewölbte Deckel Fig. 232 und 233. Bei hohen Pressungen und großen Abmessungen wendet man an Stelle des Gußeisens besser zähen Stahlguß oder geschmiedete Deckel an.

Bei Deckeln, die durch Rippen in einzelne Felder zerlegt werden, oder kastenförmigen hohlen Deckeln muß natürlich jede einzelne Fläche eine der oben gegebenen Formel entsprechende Wandstärke erhalten, insbesondere ist darauf zu achten, daß der Anschluß der Flanschen genügend stark ist und daß bei hohlgegossenen Deckeln die Putzlöcher so angeordnet werden, daß sie die Festigkeit möglichst wenig verringern.

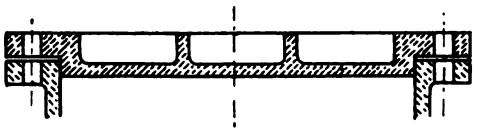


Fig. 230.

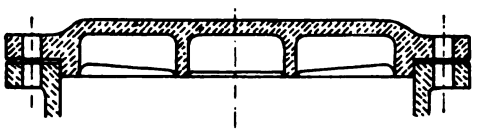


Fig. 231.

Was die Deckelschrauben betrifft, so ist zu beachten, daß sich bei elliptischen und rechteckigen Deckeln die Kraft nicht wie bei den runden Deckeln gleichmäßig über alle Schrauben verteilt. Man kann

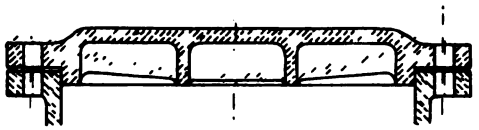


Fig. 232.

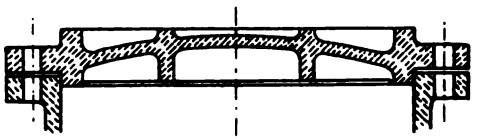


Fig. 233.

die auf die am stärksten beanspruchte Schraube entfallende Zugkraft, wenn Q die gesamte Pressung auf die Fläche,

$$Q = F \cdot p,$$

t die Schraubenteilung und e der kleinste Abstand der Schraube vom Schwerpunkte der Fläche ist, nach der Abelschen Formel

$$P = \frac{Q \cdot t}{2 \pi e}$$

berechnen. Den Kerndurchmesser der Schraube findet man dann, gute

[illegible] Flüssigkeiten u. s. w.

[illegible] vorausgesetzt, aus [illegible]

$$= [illegible] \text{ m.}$$

[illegible] Flanschen- [illegible]

B. Rohre und Rohrverbindungen.

[illegible] Schweiß- oder Flußeisen, [illegible] Blei, Zinn, Holz, [illegible] Steinzeug u. s. w. Eine be- [illegible]

[illegible] werden.

[illegible] unterscheidet man Flanschen- [illegible]

1. Gußeisenrohre.

[illegible] da die sich beim Gießen [illegible] gleichmäßiger in [illegible] gegossenen [illegible] werden, welche vielfach undichte [illegible]

[illegible] widerstehen soll, r_1 der [illegible] Halbmesser

$$r_1 = r \sqrt{\frac{k_1 - [illegible]}{k_1 - [illegible]}} = [illegible] \text{ m.}$$

[illegible] kg/qcm annimmt.

[illegible] die Wandstärke mög- [illegible]

[illegible] jedoch die Wandstärke [illegible]

$$[illegible] \text{ mm für stehend gegossene Rohre.}$$

$$[illegible] \text{ mm [illegible]}$$

[illegible] einen Druck von weniger als 10 Atm. auszuhalten [illegible] direkt nach den letzten Formeln berechnet werden. Ist [illegible] erheblichen Temperaturschwankungen, chemischen Ein- [illegible] oder Stößen ausgesetzt, kann man die Wandstärke von Rohren

über 100 mm Durchmesser um 12 bis 25 % größer nehmen, Leitungen für Gase von geringem Druck können jedoch schwächer genommen werden.

Flanschenrohre. (Fig. 234 bis 240.) Die Rohrenden sind mit angegossenen Flanschen versehen, deren Stirnflächen bearbeitet und durch Schrauben unter Zwischenlegen von Dichtungsmaterial zusammengepreßt werden. Gewöhnlich bearbeitet man nicht die ganze Stirnfläche, sondern nur eine Arbeitsleiste (*b*, Fig. 234). Damit das Dichtungsmaterial nicht zwischen den Flächen herausgepreßt wird, dreht man 2 oder 3 Nuten in die Dichtungsflächen ein. Bei größeren Pressungen verwendet man Flanschen nach Fig. 235; um ein Herauspressen des Dichtungsmateriales nach innen zu verhüten Flanschen nach Fig. 236. Die Konstruktion Fig. 235 erschwert das Auseinander nehmen längerer Rohrleitungen, weil der Ansatz des einen Rohres in das andere eingreift, was bei der Konstruktion Fig. 237 (verschiebbarer Ring, D.R.P. 76736) vermieden wird. Fig. 238 zeigt eine Dichtung mit rundem Gummiring von Haniel & Lueg, Fig. 239 und 240 zwei Rohrverbindungen (D.R.P.) von C. Hoppe, welche größere Abweichungen in der Richtung der Rohrachsen zulassen.

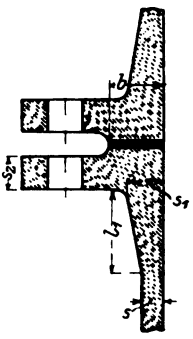


Fig. 234.

Als Dichtungsmaterialien finden Verwendung Scheiben aus Blei, Asbestpappe, Pappe mit Mennige, Gummi (gewöhnlich mit Einlagen

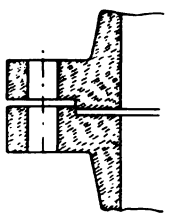


Fig. 235.

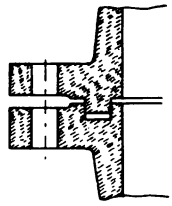


Fig. 236.

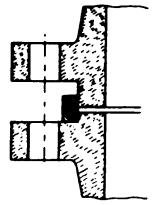


Fig. 237.

von Hanf- oder feinem Drahtgeflecht), Bindfaden mit Mennigkitt und dergleichen. Röhren, welche hohen Temperaturen ausgesetzt sind, sollen nur mit Asbest oder Metall gedichtet werden. Die Stärke der Dichtungsscheiben soll 2 mm möglichst nicht überschreiten.

Die Anzahl der Flanschenschrauben soll eine gerade und nicht kleiner als 4 sein, die Entfernung zweier Schrauben höchstens 160 mm.

Die Kraft, welche die Schrauben beansprucht, ist, wenn D der innere Rohrdurchmesser, *b* die Breite der Arbeitsleiste (Fig. 234), welche

man zunächst schätzungsweise einsetzt,

$$P = \frac{(D + b)^2 \pi}{4} \cdot p_i.$$

Dividiert man diese Kraft durch die Anzahl der Schrauben, so erhält man die Belastung für eine Schraube und kann nun den Durchmesser nach den unter „Schraubenverbindungen“ gegebenen Formeln berechnen, wobei man berücksichtigen muß, daß besonders schwächere Schrauben

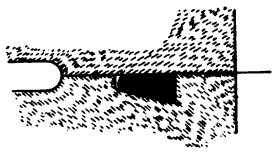


Fig. 238.

durch übermäßiges Anziehen und Nachziehen während des Betriebes oft weit stärker beansprucht werden, als dem Überdruck p_i entspricht. Aus diesem Grunde sollen auch Schrauben unter $^1/_2$" Durchmesser möglichst nicht verwendet werden.

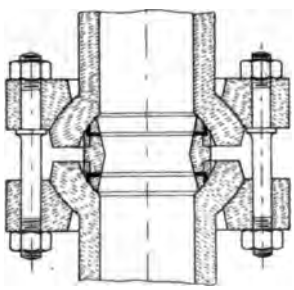


Fig. 239.

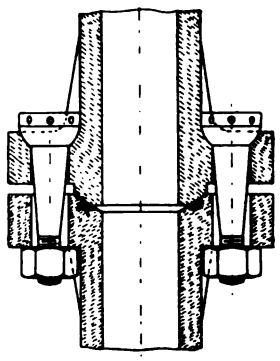


Fig. 240.

In gleicher Weise wie die Flanschenschrauben für Rohre, sind auch die Flanschenschrauben für Dampf- und Pumpenzylinder zu berechnen. Man kann, wenn D der innere Durchmesser des Rohres oder Zylinders ist, die Anzahl i der Schrauben nach folgender Tabelle wählen:

D =	40—125;	150—225;	250—300;	325—400;	425—500 mm;
i ≧	4	6	8	10	12

D =	550;	600;	650—700;	750—800;	900;	1000 mm.
i ≧	14	16	18	20	22	24

Die Abmessungen der Flanschen kann man (nach Fig. 234) wie folgt dimensionieren: $s_1 = d$; $l_1 = 5\ (s_1 - s)$; $s_2 = 1{,}25\ d$ (ev. auf Biegung zu berechnen); $b = 1{,}25$ bis $1{,}5\ d$. Abstand der Schraubenmutter von der Rohrwand und dem Flanschenrand $0{,}25\ d$. (d = Schraubendurchmesser.) Siehe auch Tabelle 14 im Anhang.

Muffenrohre. Fig. 241 zeigt ein Muffenrohr gewöhnlicher Art. Die Abdichtung geschieht, nachdem das Rohrende auf dem Grunde der Muffe aufgesetzt ist, durch Einschlagen eines geteerten Hanfseiles und Vergießen mit Blei, welches nach dem Erkalten noch verstemmt wird.

Fig. 242 zeigt eine Überschiebungsmuffe für zylindrische Rohre.

Die Rohre sind möglichst auf gewachsenen Boden zu legen und gut zu unterstopfen.

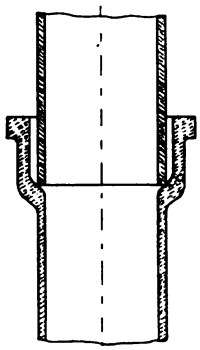


Fig. 241.

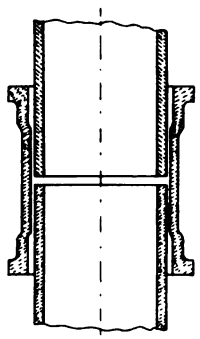


Fig. 242.

Muffenrohre werden für Gas- und Wasserleitungen verwendet, für Dampfleitungen fast garnicht. Um sie gegen Rost zu schützen, werden sie auf 100 bis 150° erwärmt und längere Zeit in heißen Asphalt oder Teer getaucht. Die Rohrenden und Innenseiten der Muffen, die keinen Überzug erhalten sollen, bestreicht man vorher mit Kalkmilch.

Rohre von größerer Weite kann man durch aufgezogene Schrumpfringe in Abständen von etwa 0,5 m versteifen, muß jedoch an den Stellen, wo die Schrumpfringe aufgezogen werden sollen, die Rohrwandung etwas verstärken. Die Muffen werden dann natürlich auch durch einen Schrumpfring versteift.

Bei Rohrleitungen für tropfbare Flüssigkeiten sollen Richtungsänderungen immer allmählich erfolgen. Für die für Richtungsänderungen und Abzweige erforderlichen Formstücke haben der Verein Deutscher Ingenieure und der Verein der Gas- und Wasserfachmänner Normalien aufgestellt.

Im übrigen sei auf die im Anhang Tabelle 15 aufgeführten deutschen Rohr-Normalien verwiesen.

2. Schmiedeeisen- und Stahlrohre.

Rohre aus Schweißeisen, Flußeisen und Stahl können genietet, geschweißt, hart gelötet oder nahtlos gewalzt sein.

Genietete Rohre. Sie finden Verwendung für Windleitungen, Wasserleitungen für Turbinen, Flußübergänge u. s. w.

Ist das Rohr beansprucht durch inneren Überdruck, so macht man, wenn

s die Blechstärke in cm,
D der innere Durchmesser in cm,
p der innere Überdruck in kg/qcm,
S der Sicherheitsgrad (bei Überlappungsnietung = 4,5, bei Doppellaschennietung = 4),
K_z die Bruchfestigkeit des Bleches bei Zug,
φ das Festigkeitsverhältnis der Nietnaht ist,

$$s = \frac{D\,p\,S}{2\,K_z\,\varphi}.$$

Ist das Rohr durch äußeren Überdruck beansprucht, so kann dasselbe nach der unter „Flammrohre“ gegebenen Bachschen Formel berechnet werden.

Bei diesen Wandstärken sind jedoch die Beanspruchungen des Rohres durch äußere Belastungen und bei großer freier Länge durch das Eigengewicht nicht berücksichtigt.

Die Verbindung der einzelnen Rohre geschieht vermittelst Schrauben durch an den Rohrenden aufgenietete Winkeleisen. Der schrägen Form des Winkeleisens wegen sind keilförmige Unterlagscheiben zu verwenden. Damit die Biegungsbeanspruchung der Schenkel des Winkeleisens nicht zu groß wird, rückt man die Schrauben soweit nach innen, als es das Anziehen der Mutter gestattet. Die Dichtung soll nur innerhalb der Schrauben liegen.

Wenn die Schrauben nicht weiter als etwa 160 mm voneinander entfernt sind, so kann man die Schenkeldicke des Winkeleisens gleich dem 1,25 fachen der Schraubenstärke nehmen, die wie bei gußeisernen Rohren berechnet werden kann.

Geschweifste Rohre. Die Kanten der Streifen, aus denen die geschweißten Rohre hergestellt werden, sind entweder stumpf gegeneinandergestoßen oder abgeschrägt und überlappt. Die letzteren Rohre sind natürlich fester als die ersteren.

Geschweißte Rohre finden Verwendung als Siederohre (überlappt geschweißt, auf Wunsch an den Enden erweitert oder verengt, oder mit angelötetem Kupferstutzen versehen, übliche Länge 4 bis 5 m), Gasrohre (stumpfgeschweißt in Lichtweiten von $^1/_8$ bis 4″ engl.), Rohre

für Heißwasserheizungen (Perkinsrohre, $^5/_8$" und $^7/_8$" Lichtweite, 4,5 mm Wandstärke) und Rohre für hohen Druck (Manometer, hydraulische Pressen u. s. w.).

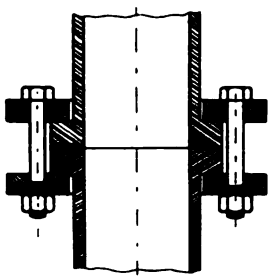


Fig. 243.

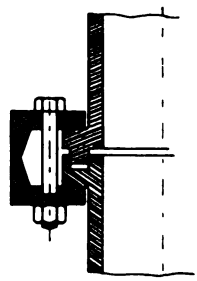


Fig. 244.

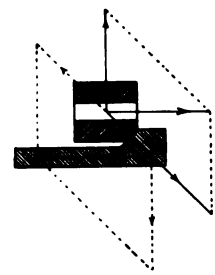


Fig. 246.

Mehr Beachtung, als sie bisher gefunden, verdienen, insbesondere für Dampfleitungen mit hohem Druck, die spiralgeschweißten Rohre der Rheinischen Metallwaren und Maschinenfabrik in Rath bei Düsseldorf.

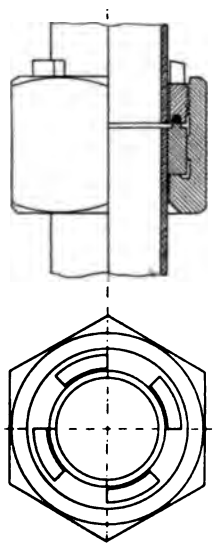


Fig. 245.

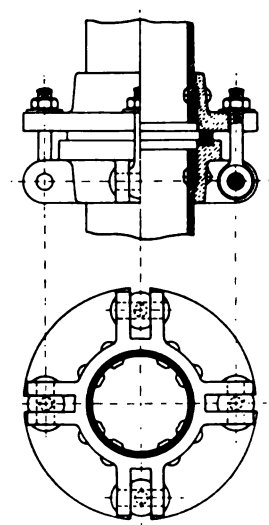


Fig. 247.

Die Verbindung der Siederohre, wie sie zu Dampfleitungen u. s. w. verwendet werden, geschieht mittels aufgeschweißter Bunde, die mit glatten Flächen gegeneinanderstoßen (Fig. 243) oder ineinandergreifen (Fig. 244) und mittels loser Flanschen, die, falls man nicht eine Kon-

struktion wie Fig. 244 wählt, nicht zu schwach genommen werden dürfen. Auch durch feste, aufgelötete oder aufgeschraubte Flanschen werden Rohrverbindungen hergestellt.

Fig. 245 zeigt eine Rohrverbindung für hohen Druck, ausgeführt von den Deutsch-Österreichischen Mannesmann-Werken.

Die vom Verein deutscher Ingenieure aufgestellten Normalien zu Rohrleitungen für hochgespannten Dampf schreiben eine Abschrägung der losen Flansche und der Bordkante nach Fig. 246 vor (45°), wodurch die Biegungsanstrengung der Flansche und des Bordringes geringer ausfällt.

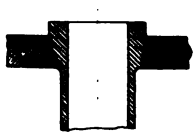


Fig. 248.

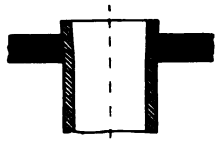


Fig. 249.

Fig. 247 zeigt eine besonders für Pumpen, die ihren Aufstellungsort oft wechseln, angewandte Rohrverbindung, welche sich leicht lösen läßt. Der obere Gewindegang ist etwas vernietet, damit die Mutter nicht verloren gehen kann, die Flanschen sind mit Zwischenlagen von Dichtungsmaterial aufgenietet, die Abdichtung erfolgt durch einen Gummiring.

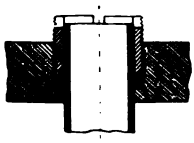


Fig. 250.

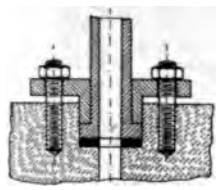


Fig. 251.

Die Befestigung der Rohrenden in Wandungen kann geschehen mittels eingeschliffenen Kegels (Fig. 248), durch Einschrauben, Auftreiben und Vernieten, durch Aufwalzen mit der Rohrdichtmaschine (Fig. 249) oder mittels Stopfbüchse (Fig. 250 u. 251).

Um die Rohre zu biegen, erhitzt man sie und füllt sie mit Sand, kleinere Rohre auch mit Blei.

Die Gasröhren sind an den Enden mit Gewinde versehen (Tabelle 3 im Anhang) und werden durch übergeschraubte Muffen verbunden. Für Krümmungen, Abzweigungen, Übergang eines stärkeren Rohres in ein schwächeres, Verschluß eines Rohres u. s. w. hat man besondere Formstücke.

Für Wasserleitungen finden die Gasrohre und ihre Verbindungsstücke auch in verzinktem Zustande Verwendung.

Das Blechwalzwerk von Schulz-Knaudt, Essen, stellt Rohre von 500 mm und mehr innerem Durchmesser her; da dieselben weder genau gleichweit noch genau rund herzustellen sind, muß man eine Muffenverbindung nach Fig. 252 anwenden.

Gelötete Röhren, hart gelötet, werden zu Dampfheizungen u. dergl. verwendet.

Nahtlose Rohre. Dieselben werden nach dem Walzverfahren von Mannesmann (Deutsch-Österreichische Mannesmann Röhrenwerke) oder nach dem Loch- und Ausziehverfahren von Ehrhardt (Rheinische

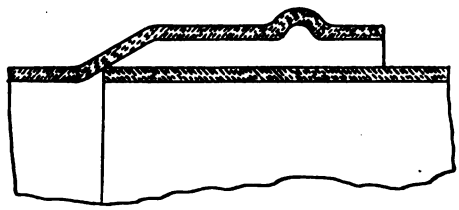


Fig. 252.

Metallwaren- und Maschinenfabrik, Düsseldorf) hergestellt und finden Verwendung als Siederohre für Dampfkessel, Heizrohre, Dampfleitungen und Hochdruckleitungen, für die die gewöhnlichen Gußeisenrohre nicht fest genug sind. Zu letzterem Zwecke werden sie, wie die Gußeisenrohre, mit Muffen geliefert.

Auch Leitungsmaste, Lagerbüchsen u. s. w. werden aus nahtlosen Rohren hergestellt.

3. Rohre von Kupfer und Messing.

Kupfer- und Messingrohre werden entweder hart gelötet oder nahtlos gewalzt oder gezogen, Kupferrohre auch auf elektrolytischem Wege hergestellt.

Der mittlere Radius der Krümmungen soll mindestens gleich dem 2 bis 3 fachen Rohrdurchmesser, bei weiteren Rohren gleich dem 4 bis 5 fachen Rohrdurchmesser sein. Um die Rohre zu biegen, gießt man sie mit Pech aus.

Bei der Verwendung von Kupfer- und Messingrohren muß man berücksichtigen, daß die Festigkeit bei höherer Temperatur wesentlich abnimmt, weshalb die Kaiserliche Marine als Höchstbeanspruchung der Kupferrohre 200 kg/qcm vorschreibt.

Ferner sind nach den Bestimmungen der Kais. Marine gelötete Rohre für höhere Dampfspannungen auszuschließen, zu verwenden sind entweder gezogene oder mit Doppellaschennietnaht aus Kupferblech hergestellte Rohre. Zur größeren Sicherheit werden Rohre von 125 mm lichter Weite und darüber für Dampf von mehr als 8 Atm. Spannung mit verzinktem Stahldrahttau dicht umwickelt, doch ist die Festigkeit dieser Umwickelung bei der Berechnung nicht in Betracht zu ziehen.

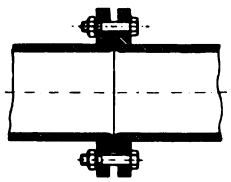


Fig. 253.

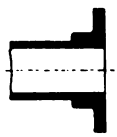


Fig. 254.

Die Wandstärken sind nach folgenden Formeln zu berechnen, wobei s und D in mm, p in Atmosphären einzusetzen sind:

$$s = \frac{p\,D}{400} + 1{,}5 \text{ für Rohre bis 100 mm Durchmesser}$$

$$s = \frac{p\,D}{400} \text{ für Rohre von 125 mm Durchmesser und darüber.}$$

Die Verbindung der Kupferröhren erfolgt entweder durch Umbördeln des Randes und schmiedeeiserne Flanschen (Fig. 253) oder durch

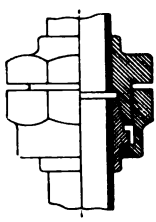


Fig. 255.

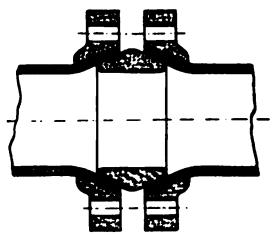


Fig. 256.

aufgelötete Bronzeflanschen (Fig. 254). Außerdem hat man verschiedene Rohrkupplungen nach Art der Fig. 255 u. 256 (letztere von Gebr. Sulzer, Winterthur). Kupferne Dampfleitungen von 120 mm innerem Durchmesser aufwärts sind mit aufgenieteten, nicht aufgelöteten, Flanschen zu versehen.

4. Rohre von Blei oder Zinn.

Dieselben haben den Vorteil, sich leicht biegen zu lassen. Man hat zu unterscheiden: Weichbleirohre, Hartbleirohre (Zusatz von 10 bis 15 % Antimonblei, wodurch größere Festigkeit und Elastizität erzielt wird, Verwendung besonders für Dampfleitungszwecke), Zinnrohre und Zinnrohre mit Bleimantel (Wasserleitungen). Bei Verwendung von Bleirohren für Wasserleitungen soll durch Behandlung der Innenfläche mit Schwefelnatrium die Auflösung des Bleies verhindert werden.

Die Verbindung solcher Rohre geschieht durch Auftreiben des einen Rohrendes, Ineinanderschieben und Verlöten mit Zinn, oder durch Muffen, ähnlich wie Fig. 256.

Die Firma Felten & Guilleaume liefert Rohre aus weichem Metall mit Drahtumhüllung.

5. Andere biegsame Rohre.

Hier sind zu nennen die nahtlosen, aus Messing hergestellten Wellrohre der Deutschen Waffen- und Munitionsfabrik in Karlsruhe und die Metallschläuche der Metallschlauchfabrik Pforzheim, aus einem spiralförmig aufgewundenen Metallband mit ineinandergreifenden Rändern, welche durch Gummi oder Asbest gedichtet sind, bestehend.

6. Rohrleitungen für Dampf von hoher Spannung

sind nach den vom Verein deutscher Ingenieure 1900 aufgestellten Normalien zu dimensionieren.

7. Ausgleichs- oder Dehnungsrohre.

Bei geringen Temperaturunterschieden kann man die Längenänderungen durch elastische Packungen von genügender Stärke (Asbestpappe, Gummischeiben mit Messingdrahteinlage) oder durch genügend große Krümmer an den Stellen, an denen sich die Richtung der Rohrleitung ändert, oder auch dadurch unschädlich machen, daß man die Leitung in kaltem Zustande mit Zugspannung montiert. Bei höheren Temperaturen dagegen muß man Ausgleichsrohre nach Art der Fig. 257, 258, 259 oder dergl., oder auch Rohrstopfbüchsen (Fig. 260) anbringen. Letztere halten schwer dicht und sind, wenn sie zu fest angezogen werden, unwirksam. Auch die biegsamen Rohre der Deutschen Waffen- und Munitionsfabrik in Karlsruhe können als Ausgleichsrohre verwendet werden.

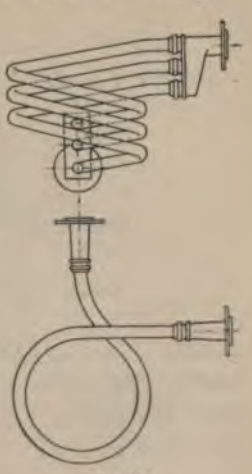


Fig. 257.

Bei der Lagerung der Wellenleitung ist natürlich darauf Rücksicht zu nehmen, daß die Ausgleichsrohre nicht unwirksam werden und daß

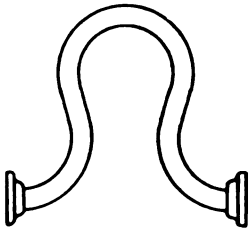


Fig. 258.

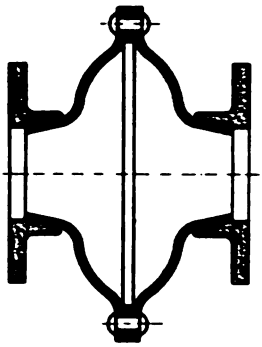


Fig. 259.

andererseits die infolge der Ausdehnung im Rohre auftretenden Biegungsspannungen nicht zu groß werden.

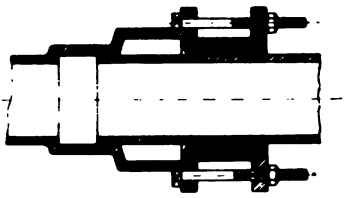


Fig. 260.

8. Rohre, welche durch äußeren Überdruck beansprucht werden (Dampfkesselflammrohre).

Die Beanspruchung durch äußeren Überdruck ist wesentlich ungünstiger als die Beanspruchung durch inneren Überdruck. Während

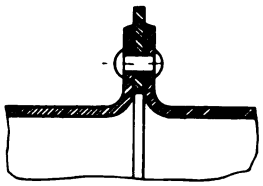


Fig. 261.

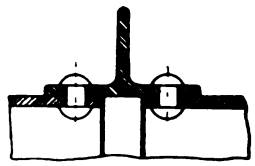


Fig. 262.

innerer Überdruck Abweichungen von der Kreisform auszugleichen sucht, sucht äußerer Überdruck solche zu vergrößern. Die Rohre müssen deshalb hinreichend versteift werden. Die Fig. 261 bis 266 zeigen wirksame Versteifungen.

Die Flammrohre werden vernietet oder geschweißt, neuerdings :h aus einem Stück gewalzt. Wellrohre brauchen nicht versteift zu rden. Bei Gallowayrohren (Rohre mit Quersiedern) kann man diese ersieder teilweise als wirksame Versteifungen ansehen.

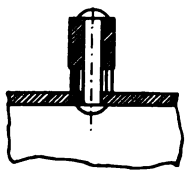


Fig. 263.

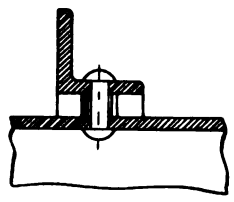


Fig. 264.

Die Berechnung der Wandstärke eines Flammrohres, welche ndestens 7 mm betragen muß, geschieht nach der Bachschen Formel:

$$s = \frac{p\,d}{2000}\left(1+\sqrt{1+\frac{a}{p}\cdot\frac{l}{l+d}}\right)+c,$$

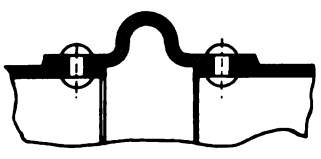


Fig. 265.

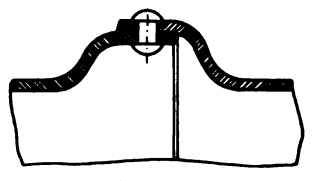


Fig. 266.

bei

s die Blechstärke in cm,
p der größte Betriebsüberdruck in kg/qcm,
d der innere Flammrohrdurchmesser in cm,
l die Länge des Flammrohres bezw. die größte Entfernung der wirksamen Versteifungen in cm.
a = 100 für liegende Rohre mit überlappter Längsnaht,
a = 70 für stehende Rohre mit überlappter Längsnaht,
a = 80 für liegende Rohre mit gelaschter oder geschweißter Längsnaht,
a = 50 für stehende Rohre mit gelaschter oder geschweißter Längsnaht.

Den Zuschlag wählt man bis 5 kg/qcm Überdruck = 1,5 mm, bei :g/qcm 1 mm, bei 7 kg/qcm 0,5 mm, bei mehr als 7 Atm. Überdruck :t man keinen Zuschlag. Man rundet dabei natürlich die Wandstärken :h oben auf glatte Werte ab.

Bei Wellrohren oder gerippten Rohren kann man, da jede Welle als wirksame Versteifung anzusehen ist, l = 0 setzen und erhält dann

$$s = \frac{p\,d}{1000} + c,$$

wobei man c = 1 bis 3 mm nimmt.

C. Absperrvorrichtungen.

Die Absperrvorrichtungen, bei welchen das Öffnen durch Heben oder Aufklappen der abschließenden Flächen erfolgt, nennt man Hub- bezw. Klappenventil, diejenigen, bei welchen das Öffnen und Schließen durch Verschieben der abschließenden Flächen erfolgt Schieber, und zwar Schieber im engeren Sinne, wenn die Verschiebung der abschließenden Flächen eine geradlinige, Drehschieber oder Hähne, wenn diese Verschiebung eine drehende ist.

Bei der Konstruktion einer Absperrvorrichtung ist zu beachten, daß

1. der Abschluß ein sicherer ist;
2. der Flüssigkeitsstrom möglichst wenig Querschnitts- und Richtungsänderungen erfährt. Dies gilt besonders für tropfbare Flüssigkeiten, für Gase und Dämpfe kommt dieser Gesichtspunkt weniger in Frage;
3. die Dichtungsflächen leicht zugänglich sind, um Beschädigungen derselben ausbessern und Schmutz entfernen zu können.

Das Material der Dichtungsflächen ist Bronze oder andere Legierungen, Gußeisen, Blei, Leder, Gummi, Holz, Filz u. s. w. Leder, Gummi, Filz werden verwendet, wenn das Ventil Verunreinigungen der Flüssigkeit gegenüber unempfindlich sein soll, oder der Schlag beim Aufsetzen vermieden werden soll, Metalle bei höheren Temperaturen. Von den Metallen ist Gußeisen das billigste, Bronze und andere Legierungen und Blei, werden hauptsächlich verwendet, wenn chemische Einflüsse dies nötig machen.

1. Ventile.

Wir unterscheiden Absperrventile (von Hand bewegt), selbsttätige Ventile (durch den Flüssigkeitsdruck bewegt) und gesteuerte Ventile (durch besonderen Mechanismus zwangläufig bewegt).

a) Absperrventile.

Die Bewegung des Ventilkegels erfolgt durch Handrad und Schraube. Anordnung und Abmessungen des Handrades müssen derart sein, daß die Hand durch die Schraubenköpfe, Kanten u. s. w. des Ventiles nicht verletzt wird.

Ventile, bei welchen die Spindel das Gewinde im Innern des Ventilgehäuses hat (Fig. 267), sind billiger, doch setzt sich, wenn das Ventil lange in einer Stellung bleibt, das Gewinde leicht voll Schmutz oder Wasserstein, in diesem Falle sind deshalb Ventile mit äußerem Gewinde (Fig. 268) vorzuziehen.

Geht der Flüssigkeitsstrom (Fig. 268) in der Richtung der Pfeile, so kann man die Stopfbüchse neu verpacken, während die Leitung unter Druck steht. Dagegen ist die zum Schließen und Dichthalten des

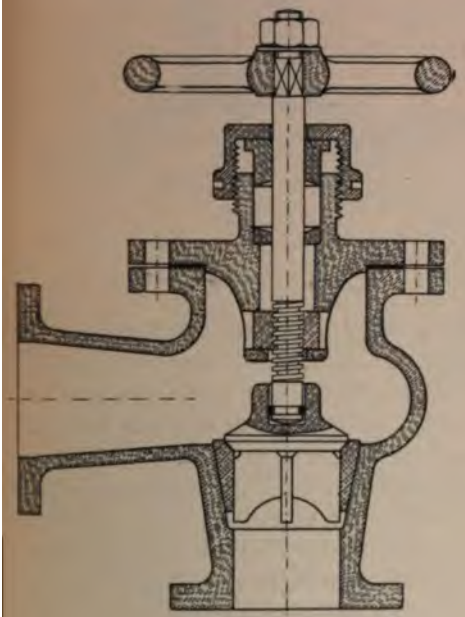


Fig. 267.

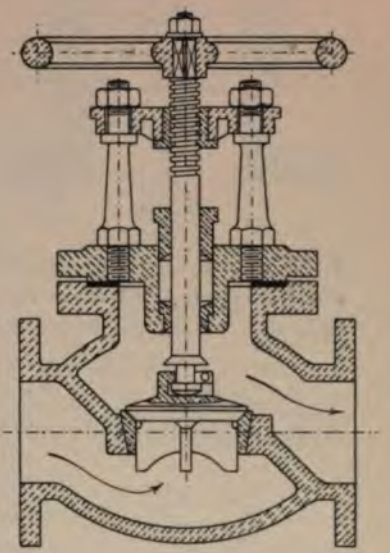


Fig. 268.

Ventiles nötige Kraft, besonders bei hohen Pressungen und großem Durchmesser, größer als bei der umgekehrten Bewegungsrichtung. Man dreht deshalb bei letzterer Bewegungsrichtung vielfach der Spindel einen kleinen Konus an (Fig. 268), der sich bei vollständig geöffnetem Ventil gegen das etwas konisch eingedrehte Loch der Stopfbüchse setzt. Bei der letztgenannten Bewegungsrichtung wird aber die Kraft zum Öffnen des Ventiles ebensoviel größer als bei der erstgenannten die Kraft zum Schließen und Dichthalten, weshalb man durch ein kleineres Ventil oder einen Hahn einen Ausgleich des Druckes über und unter dem Ventilteller herbeiführen kann, ehe man denselben anhebt. Solche Ventile nennt man entlastete Ventile.

Ist das Ventil nicht entlastet, so hat man dafür Sorge zu tragen, daß die Verbindung zwischen Spindel und Ventil genügend widerstandsfähig ist, um die Anzugkraft beim Öffnen aushalten zu können (Fig. 269

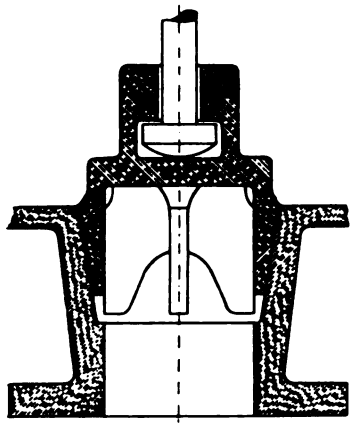


Fig. 269.

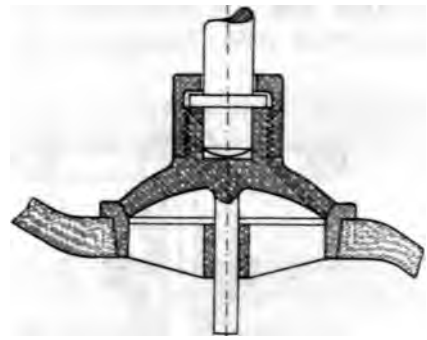


Fig. 270.

u. 270). Sonst gilt für die Verbindung des Ventiltellers mit der Spindel die Bedingung, daß diese etwas Spielraum gibt, damit sich das Ventil, falls die Achsen der Spindel und der Sitzfläche nicht genau zusammenfallen, nicht schief aufsetzt und der Druck, welcher die Abdichtung bewirkt, nicht durch die Verbindung, sondern direkt von der Spindel auf den Ventilteller übertragen wird. Bei der Verbindung verwendete Gewinde müssen leichten Gang haben und genügend hoch sein, damit sie nicht festbrennen.

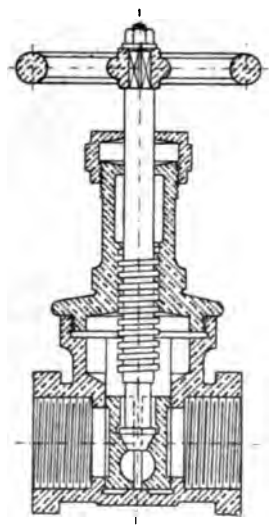


Fig. 271.

Die untere Führung des Ventiltellers geschieht meist durch an demselben angebrachte Rippen. Dieselben müssen, falls sie wie in Fig. 268 geschwungen geformt werden, auch in der Mitte genügende Höhe haben, damit sich der Ventilteller nicht eindrückt, wodurch sich die Rippen nach außen spreizen und an dem Ventilsitz festklemmen.

Strömt die Flüssigkeit bei geringer Öffnung des Ventils mit großer Geschwindigkeit durch dasselbe, so nutzt sich die Sitzfläche infolge der Rippen ungleichmäßig ab, weshalb Dreyer, Rosenkranz & Droop in Hannover die Ventile nach Fig. 270

ausführen. Der Ventilteller führt sich hier durch einen Stift in einer Büchse, welche durch Rippen im Ventilsitz befestigt ist, bei kleineren Ventilen fällt diese Führung fort.

Besondere Sorgfalt ist denjenigen Ventilen zuzuwenden, die durch häufige Geschwindigkeitsänderungen fortgesetzte Bewegungen ausführen.

Für Wasserleitungen ist das Peet-Ventil viel in Anwendung (Fig. 271). Zwei runde Scheiben werden durch einen konischen Ansatz der Spindel auseinander und gegen die Dichtungsflächen gedrückt.

Alle diese Ventile können nur durch mehrere Umdrehungen der Schraubenspindel, also sehr langsam geschlossen werden. Um bei Rohrbrüchen und dergl. einen sofortigen Abschluß zu bewirken, baut man

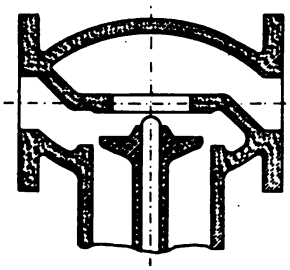


Fig. 272.

vor das Absperrventil ein Ventil nach Art der Fig. 272 ein, welches durch die auftretende Druckdifferenz geschlossen wird. Wünschenswert ist, daß das Ventil von außen von Zeit zu Zeit angehoben werden kann.

b) Die selbsttätigen Ventile.

Die selbsttätigen Ventile werden durch den Druck der Flüssigkeit gehoben und von dem Flüssigkeitsstrom offen gehalten. Sie schließen sich, wenn die Geschwindigkeit abnimmt, entweder durch das Eigengewicht (Gewichtsventile), durch Federkraft, u. zw. durch besondere Federn oder die Elastizität der Ventile selbst, oder durch Eigengewicht und Federkraft (Gewichts- und Federventile).

Da die Schlußbewegung eines Gewichtsventiles eine Fallbewegung ist, so läßt sich ein schnelleres Spielen des Ventiles nur durch Verkleinerung des Hubes ermöglichen, weshalb man für schnellaufende Pumpen Gewichtsventile nicht mehr anwenden kann.

Das Ventil soll möglichst so konstruiert sein, daß es schon bei Verminderung der Geschwindigkeit der Flüssigkeit zu sinken beginnt und bei der Geschwindigkeit Null auf dem Sitz angekommen ist. Das Ventil schließt dann ruhig, während es sonst durch den Flüssigkeits-

druck zurückgeschlagen wird, wobei ein Teil der Flüssigkeit wieder rückwärts fließt.

Die genaue Konstruktion der selbsttätigen Ventile muß sich nach Form und Abmessungen, Beschaffenheit der Flüssigkeit, Gang der Maschinen u. s. w. richten, im allgemeinen gelten folgende Regeln:

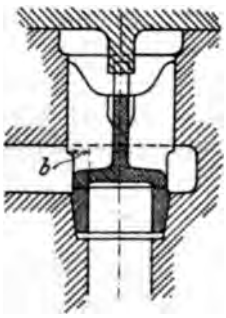


Fig. 273.

1. Die Dichtungsfläche muß groß genug sein, um sicher abzudichten, soll aber nicht größer sein, als es diese Forderung, sowie jene, daß der Flächendruck in der Sitzfläche nicht zu groß wird, bedingen.

2. Das Ventil soll nicht schwerer als nötig sein, insbesondere soll bei schnellaufenden Pumpen die Ventilmasse möglichst klein sein.

3. Das Ventil soll sicher geführt sein und möglichst wenig Reibungswiderstände haben.

4. Die Richtung, in welcher die Flüssigkeit dem Ventil zu- und vom Ventil weggeführt wird, soll das Spiel des Ventiles nicht beeinträchtigen.

Ist die abdichtende Fläche eben (Fig. 273), so nennt man das Ventil Tellerventil, ist sie kegelförmig Kegelventil und ist sie kugelförmig Kugelventil.

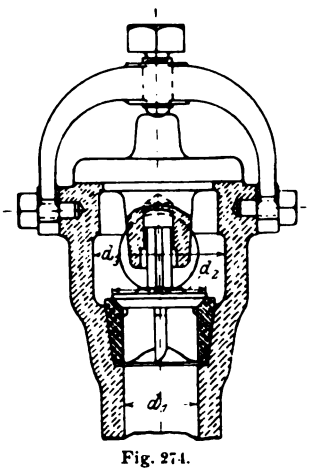


Fig. 274.

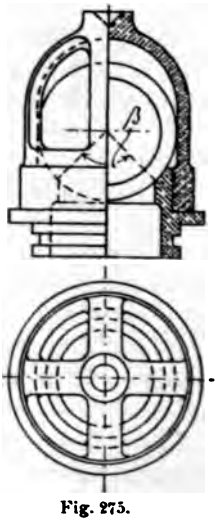


Fig. 275.

Die Führungsrippen dürfen nicht bis an die Dichtungsfläche herangehen (Fig. 274), man verbreitert sie außen (Fig. 279), um die Abnutzung auf eine größere Fläche zu verteilen, und schrägt sie unten einseitig ab

(Fig. 274), damit das Ventil sich bei jedem Hube etwas dreht und nicht immer dieselben Teile der Dichtungsflächen aufeinanderkommen.

Die Höhe der Führungsrippen soll mindestens gleich dem Durchmesser des Ventilsitzes sein, also (Fig. 279)

$$h \geqq d,$$

besonders wenn die Flüssigkeit nicht in Richtung der Ventilachse zu- und wegfließt.

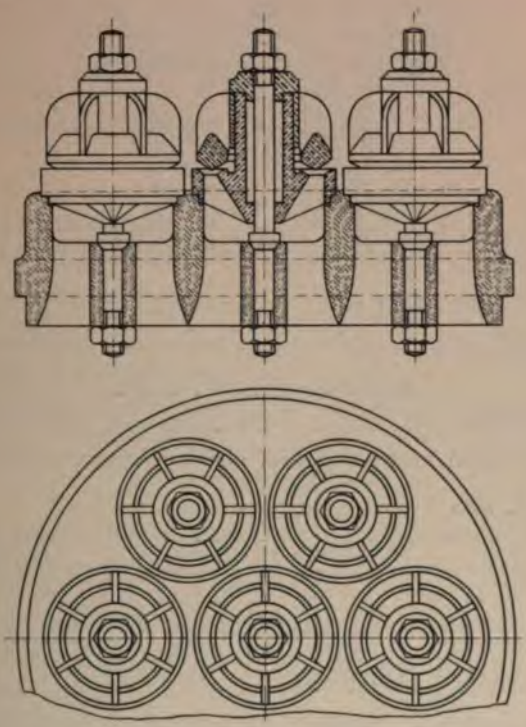


Fig. 276.

Die Figuren 273 bis 277 zeigen mehrere Ventilkonstruktionen. Fig. 273 ein Ventil mit oberer Rippenführung, Fig. 274 ein solches mit unterer Rippenführung und oberer Stiftführung. Der Stift erhält vier Flächen, damit Schmutz u. dergl. die Arbeitsweise des Ventiles nicht beeinflussen können. Die Hülse für den Stift muß denselben lose umschließen, damit, falls die Achsen des Deckels und des Ventilsitzes nicht genau übereinstimmen, das Ventil sich nicht schief aufsetzt. Außerdem erhält dieselbe oben eine Bohrung, damit die Flüssigkeit in dem oberen Teil der Hülse aus- und einströmen kann.

[illegible] hauptsächlich für dicke [illegible] Winkel [illegible] soll höchstens 90° sein, [illegible]

[illegible] man Ventile mit [illegible] Das letzte Ventil [illegible]

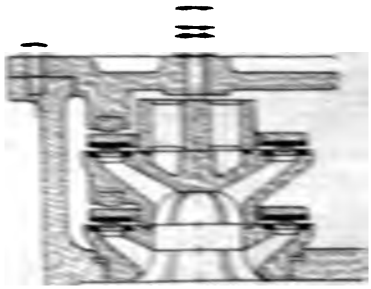


Fig. [illegible]

Berechnung der Ventile.

[illegible] auf der Durchgangs- [illegible] dem Querschnitt des Rohres [illegible]

[illegible]

[illegible] mm.

[illegible]

[illegible] Schieberventile [illegible]

[illegible] cm.

[illegible] kg [illegible]

[illegible]

[illegible]

so muß sein

$$f \cdot k \geqq F \cdot p.$$

Hierbei nimmt man bei stoßfreiem Gange des Ventiles

für Phosphorbronze	k = 200	kg/qcm
- Rotguß	150	-
- Gußeisen	80	-
- Gummi und Leder	30 bis 50	-

Nach Riedler darf man für Gummi und Leder bei sicherer Führung des Ventils und ruhiger Berührung in der Sitzfläche bis k = 85 kg/qcm, bei Hartgummi bis k = 200 kg/qcm gehen.

Die Weite d_3 des Gehäuses (Fig. 274) ergibt sich aus der Forderung, daß der Durchgangsquerschnitt

$$\frac{d_3^2 \pi}{4} - \frac{d_2^2 \pi}{4} \geqq \frac{d_1^2 \pi}{4}$$

ist (wobei $d_2 = d_1 + 2\,b$).

Nur bei geringem Ventilhub nimmt man diesen Durchgangsquerschnitt gleich dem Rohrquerschnitt $\frac{d_1^2 \pi}{4}$, meist 1,5 bis 1,8 $\frac{d_1^2 \pi}{4}$.

Die Wandstärken der Ventile können nach den für Pumpenzylinder gegebenen Formeln berechnet werden.

Der Berechnung der Druckschraube sowie der Deckelschrauben ist die Kraft

$$P = 1{,}25 \frac{\pi D^2}{4} \cdot p$$

zu Grunde zu legen, da die Anpressung durch die Schrauben des Dichthaltens wegen größer sein muß als der entgegengesetzt wirkende Flüssigkeitsdruck.

Im übrigen kann man der Berechnung der Ventile folgende Formeln von C. v. Bach zu Grunde legen:

Bezeichnet

P die wirksame Ventilbelastung (Gewicht des Ventils, vermehrt um etwaigen Federdruck und vermindert um den Auftrieb der Flüssigkeit) in kg,

d_1 den Durchmesser der Ventilsitzöffnung in m,

$f = \frac{\pi d_1^2}{4}$ den Querschnitt derselben in qm,

v die Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser durch den Querschnitt f fließt in m/sec.,

ζ den Widerstandskoeffizienten des Ventiles (Verhältnis des Geschwindigkeitshöhenverlustes zur erreichten Geschwindigkeitshöhe $H = \frac{v^2}{2g}$),

α, β, γ, λ und μ je einen Erfahrungskoeffizienten,
$g = 9{,}81$ m/sec. die Beschleunigung der Schwere,
i die Anzahl der Rippen bei unterer Führung, nach Art der Fig. 279,
s die Breite dieser Rippen gemessen am Umfang in m,
b die radiale Breite der Dichtungsfläche in m,
h die Hubhöhe des Ventils in m,
so ist je nach der Ventilform:

1. $P = 1000\,f\,\frac{v^2}{2g}\left[\lambda + \left(\frac{d_1}{4\,\mu\,h}\right)^2\right]$
2. $P = 1000\,f\,\frac{v^2}{2g}\left[\lambda + \left(\frac{f}{\mu\,(\pi\,d_1 - i\,s)\,h}\right)^2\right]$
3. $\zeta = \alpha + \beta\left(\frac{d_1}{h}\right)^2$
4. $\zeta = \alpha + \beta\left(\frac{d_1^2}{(\pi\,d_1 - i\,s)\,h}\right)^2$
5. $\zeta = \alpha + \beta\left(\frac{d_1}{h}\right) + \gamma\left(\frac{d_1}{h}\right)^2$.

Hierbei hat man, unter der Voraussetzung, daß der zwischen Ventilteller und Gehäusewandung verbleibende ringförmige Zwischenraum gleich dem 1,8 fachen von der Ventilsitzöffnung ist, also

$$\frac{d_3^2\,\pi}{4} - \frac{d_2^2\,\pi}{4} = 1{,}8\,\frac{d_1^2\,\pi}{4}$$

zu setzen für Ventile nach Art der Fig. 278, Tellerventil ohne untere Führung, wenn $b = 0{,}10\,d_1$ bis $0{,}25\,d_1$ und $h = 0{,}10\,d_1$ bis $0{,}25\,d_1$; Formel (1) mit $\lambda = 2{,}5 + 19\,\frac{b - 0{,}1\,d_1}{d}$ und $\mu = 0{,}60$ bis $0{,}62$;

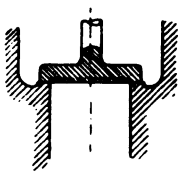


Fig. 278.

Formel (3) mit $\alpha = 0{,}55 + 4\,\frac{b - 0{,}1\,d_1}{d}$ und $\beta = 0{,}16$ bis $0{,}15$.

Die ersten Werte von μ und β gelten bei breiter, die zweiten bei schmaler Dichtungsfläche.

Fig. 279, Tellerventile mit unterer Führung, wenn $b = 0{,}10\,d_1$ bis $0{,}25\,d_1$ und $h = 0{,}125\,d_1$ bis $0{,}25\,d_1$

Formel (2) mit λ und μ 10 % kleiner als im vorigen Fall,
Formel (4) mit α um 0,8 bis 1,6 größer als im vorigen Fall und $\beta = 1{,}75$ bis $1{,}70$.

Fig. 280, Kegelventile mit ebener Unterfläche, wenn $b = 0{,}1\ d_1$ nd $h = 0{,}10\ d_1$ bis $0{,}15\ d_1$

Formel (1) mit $\lambda = -1{,}05$ und $\mu = 0{,}89$,

Formel (5) mit $\alpha = 2{,}60$; $\beta = -0{,}80$ und $\gamma = 0{,}14$.

Fig. 281, Kegelventile mit kegelförmiger Unterfläche, wenn $h = 0{,}125\ d_1$ bis $0{,}25\ d_1$

Formel (1) mit $\lambda = 0{,}38$ und $\mu = 0{,}68$,

Formel (3) mit $\alpha = 0{,}60$ und $\beta = 0{,}15$.

Fig. 282, Kegelventile mit kugelförmiger Unterfläche, wenn $h = 0{,}10\ d_1$ bis $0{,}25\ d_1$

Formel (1) mit $\lambda = 0{,}96$ und $\mu = 1{,}15$,

Formel (5) mit $\alpha = 2{,}70$; $\beta = -0{,}80$ und $\lambda = 0{,}14$.

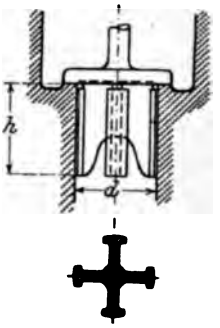


Fig. 279.

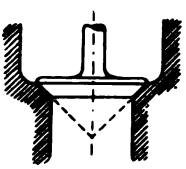


Fig. 280.

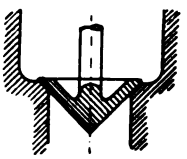


Fig. 281.

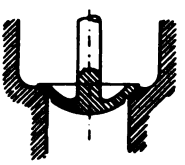


Fig. 282.

Klappenventile.

Ventile mit Lederklappen (Fig. 283) können nur für Flüssigkeiten, welche das Leder nicht angreifen und niedrige Temperaturen haben (Kaltwasser und Luft) Verwendung finden. Ventile mit Gummiklappen (Fig. 284) werden verwendet für Pumpen mit hoher Tourenzahl. Das

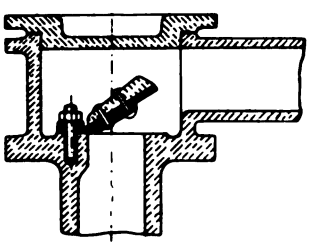


Fig. 283.

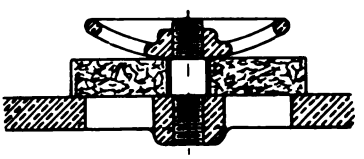


Fig. 284.

Einsetzen der Gummiplatten zeigt Fig. 285. Auch Gummi kann nur für niedrige Temperaturen verwendet werden, da er bei höheren Temperaturen weich wird. Die Gittersitze müssen verrundete Kanten haben.

Für höhere Temperaturen und für Maschinen, welche längere Zeit stillstehen und dann sofort betriebsfertig sein müssen, wie Feuerspritzen, muß man Metallklappen verwenden, welche sorgfältig aufgeschliffen

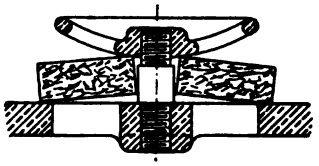


Fig. 285.

werden müssen. Der Führungsstift muß 1 bis 2 mm Luft haben, damit sich das Ventil sicher aufsetzen kann.

Das Drehmoment, welches das Klappenventil schließt, ist um so größer, je weiter der Schwerpunkt der Klappe vom Drehpunkt entfernt ist.

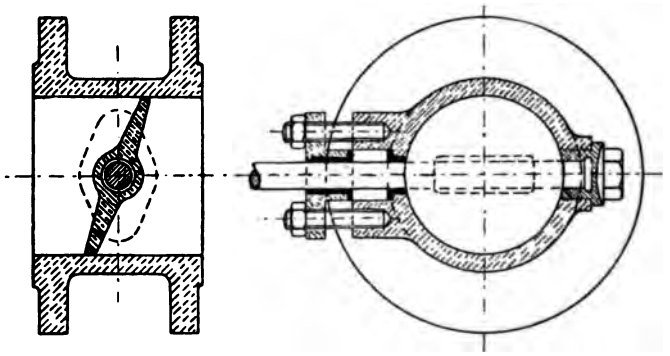


Fig. 286.

Fig. 286 zeigt eine Drosselklappe, welche bestimmt ist, den Querschnitt zu verengen, einen vollständigen Abschluß kann dieselbe nicht herbeiführen.

c) Gesteuerte Ventile.

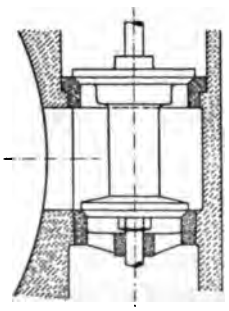


Fig. 287.

Solche Ventile kommen in Verwendung für Dampfmaschinen und werden, um den Ventilhub kleiner zu machen, mit Doppelsitz ausgeführt (Fig. 287).

Um bei Pumpen für große Flüssigkeitsmengen nicht gezwungen zu sein, den Ventilumfang zu groß zu machen, hat Riedler Ventile mit großem Hub konstruiert, welche selbsttätig öffnen, während die Schlußbewegung zwangläufig erfolgt, bis auf einen kleinen Abstand von der

Sitzfläche. Der vollständige Abschluß wird dann durch den Flüssigkeitsdruck bewirkt.

2. Schieber.

Der Abschluß erfolgt durch Verschieben der abdichtenden Flächen.

Ist die Kraft, welche diese Flächen aufeinanderdrückt senkrecht zu denselben gerichtet, so nennt man den Schieber Normalschieber, ist diese Kraft parallel den abdichtenden Flächen, Achsialschieber.

Zu den Normalschiebern gehören die Flach-, Kolben- und Rundschieber, zu den Achsialschiebern die Drehschieber und Hähne.

a) Normalschieber.

Bei Wasser fertigt man den Schieberspiegel aus Bronze, bei Gas und Dampf aus Gußeisen.

Bei der Verwendung der Schieber für Dampf ist der Hauptvorteil der rasche Abschluß, bei der Verwendung für Wasser ist dieser schädlich, weshalb man, falls die Leitung nicht selbst weit genug ist, Windkessel einbauen muß, um die Stöße unschädlich zu machen.

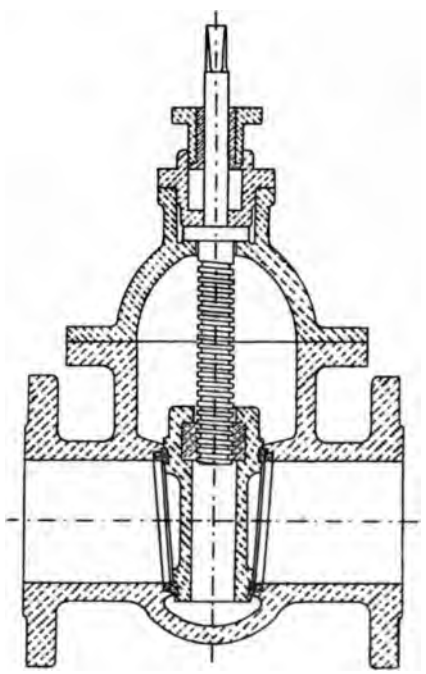


Fig. 288.

Fig. 288 zeigt einen Wasserschieber, welcher langsam schließt und überdies den Vorteil hat, daß der Flüssigkeitsstrom weder Querschnitts noch Richtungsänderungen erfährt. Ähnliche Schieber werden auch für Dampf verwendet.

Bei Rundschiebern (Fig. 289) soll der Winkel α klein sein, weil die Flächenpressung nach den Rändern zu abnimmt.

Fig. 290 zeigt den gewöhnlichen Muschelschieber, der durch die Schieberstange zwangläufig bewegt wird. Die Befestigung der Schieberstange am Schieber muß der Abnutzung wegen senkrecht zur Bewegungsrichtung Spielraum geben, in der Längsrichtung dagegen nicht, doch soll die Stange in der Längsrichtung verstellbar sein. Die äußeren Kanten des Schiebers müssen bei der Bewegung über den Schieberspiegel hinausgehen, damit sich kein Ansatz bildet.

Der Schieberkasten kann an den Zylinder angegossen oder mit demselben verschraubt werden.

Fig. 291 zeigt einen gesteuerten Rundschieber für Corliß-Steuerung.

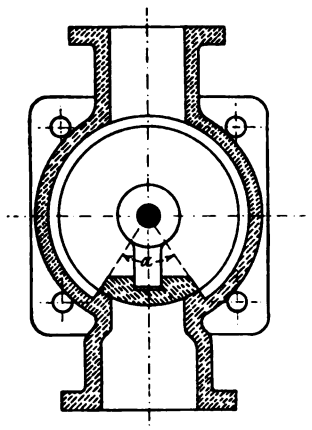


Fig. 289 a.

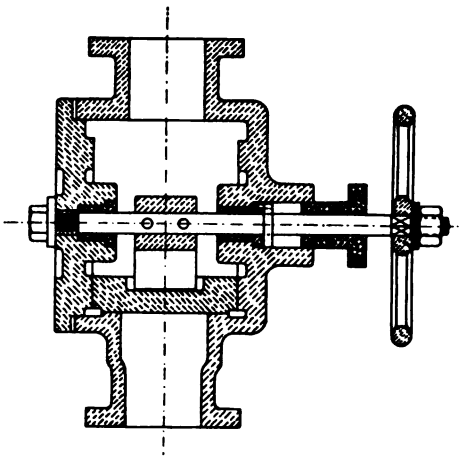


Fig. 289 b.

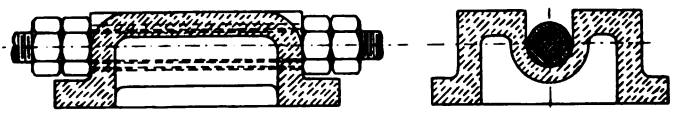


Fig. 290.

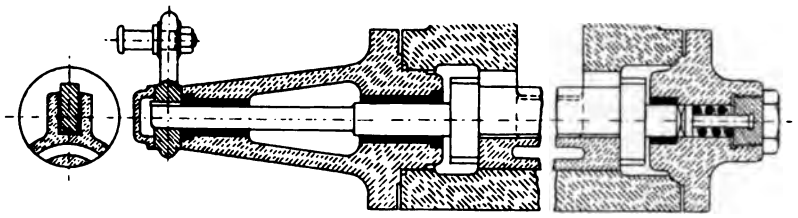
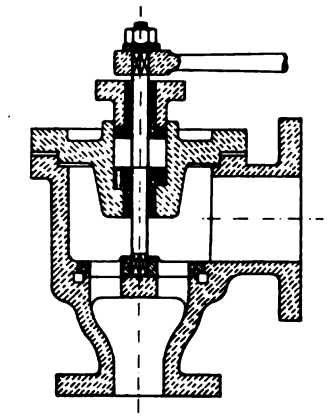


Fig. 291.

b) Achsialschieber.

Bei den Achsialschiebern ist dauernde Abdichtung weniger gesichert als bei den Normalschiebern, da sich die Dichtungsflächen ungleich abnutzen.

Fig. 292 zeigt einen Drehschieber der früher viel als Dampfabsperrschieber verwendet wurde.



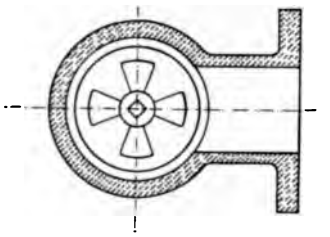


Fig. 292.

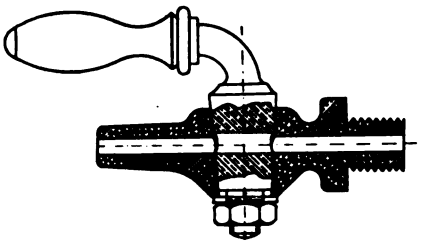


Fig. 293.

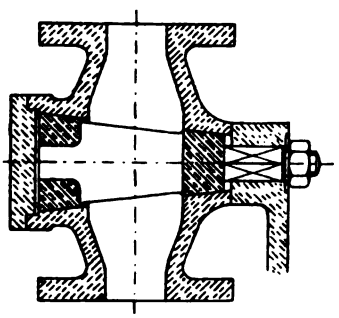


Fig. 294.

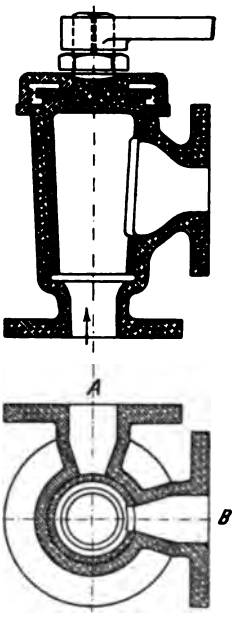


Fig. 295.

Fig. 293 zeigt einen gewöhnlichen Hahn. Der innere Kegel wird meist Küken, auch Hahnschlüssel, Hahnwirbel oder Hahnreiber genannt. Damit die Mutter beim Drehen des Kükens sich nicht lösen kann, sitzt die Unterlegscheibe auf einem Vierkant. Des Nachschleifens

wegen sollen die Flächen dort, wo die Berührung aufhört, zylindrisch sein, auch ist es vorteilhaft, wenn die beiden aufeinander zu schleifenden Teile verschiedene Härte haben.

Fig. 294 zeigt den Kleinschen Hahn, bei welchem die Flüssigkeitspressung selbst den zum Abdichten erforderlichen Druck ausübt.

Fig. 295 zeigt einen Dreiweghahn. Die Flüssigkeit kommt von unten und kann entweder nach *A* oder nach *B* geleitet, oder ganz abgeschlossen werden.

Die Neigung der Kegelfläche gegen die Mittellinie soll 1 : 8 bis 1 : 15 sein, die Breite der Dichtungsfläche bei kleinen Hähnen mindestens 10 mm.

Die Hähne haben den Nachteil, daß sie den Querschnitt verengen oder mindestens den Flüssigkeitsstrahl zu Formänderungen zwingen, halten aber dichter als gewöhnliche ebene Drehschieber (wie Fig. 292).

Anhang.

Berechnung der Federn.

Nach der Beanspruchung unterscheiden wir Biegungsfedern und Drehungsfedern.

Ist

P die Tragfähigkeit der Federn,

f die Durchbiegung bei der Belastung P,

l die Länge der Feder in cm,

V das Volumen derselben in ccm,

k_b die zulässige Biegungsspannung in kg/qcm,

E der Elastizitätsmodul des Materiales

und

J das Trägheitsmoment des Querschnittes

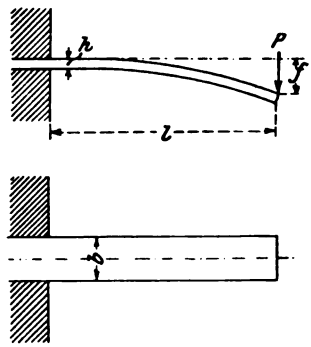


Fig. 296.

für rechteckigen Querschnitt $J = \frac{b\,h^3}{12}$,

„ runden „ $J = \frac{d^4}{20}$,

so erhalten wir für rechteckige

Biegungsfedern

(Fig. 296, 297 u. 298) die Festigkeitsgleichung:

$$P \cdot l = \frac{b\,h^2}{6} \cdot k_b$$

oder

$$P = \frac{b\,h^2}{6} \cdot \frac{k_b}{l}.$$

Die Durchbiegung einer Feder von gleicher Breite und gleicher Höhe (Fig. 296) erfolgt nach der sogenannten elastischen Linie und beträgt

$$f = \frac{P\,l^3}{3\,E\,J}$$

oder, wenn man für P und J die oben gegebenen Werte einsetzt,

$$f = \frac{b\,h^3}{6} \cdot \frac{k_b}{l} \cdot \frac{l^3 \cdot 12}{3\,E\,b\,h^3} = \frac{2}{3}\,\frac{l^2}{h} \cdot \frac{k_b}{E}.$$

Die Arbeit, die von einer Feder aufgenommen wird, indem sich dieselbe um f cm durchbiegt, ist

$$A = \frac{P\,f}{2} \text{ (mittlere Kraft } \frac{P}{2} \text{ mal Durchbiegung).}$$

Setzt man in diese Gleichung die oben gefundenen Werte von P und f ein, so erhält man

$$A = \frac{b\,h^3}{6}\,\frac{k_b}{l} \cdot \frac{2}{3}\,\frac{l^3}{h} \cdot \frac{k_b}{E} = \frac{1}{18} \cdot \frac{k_b^2}{E} \cdot b \cdot h \cdot l,$$

b . h . l ist aber das Volumen der Feder in ccm, also ist

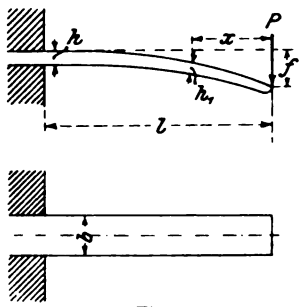


Fig. 297.

$$A = \frac{1}{18} \cdot \frac{k_b^2}{E} \cdot V.$$

Für eine nach der kubischen Parabel zugeschärfte Feder (Fig. 297), welche sich kreisbogenförmig krümmt, ist zunächst der Querschnitt an der Einspannungsstelle genau so zu berechnen, wie bei der vorigen Feder, die Feder wird nun gleichbreit ausgeführt, während die Höhen abnehmen, u. zw., wenn x der Abstand der zu berechnenden Höhe vom Angriffspunkte der Kraft ist, nach der Gleichung

$$\frac{h_1^3}{h^3} = \frac{x_1}{x}.$$

Die Durchbiegung wird hier

$$f = \frac{P}{E\,J}\,\frac{l^3}{2} = \frac{b\,h^3}{6} \cdot \frac{k_b}{l} \cdot \frac{l^3\,12}{2\,E\,b\,h^3} = \frac{l^2}{h} \cdot \frac{k_b}{E}$$

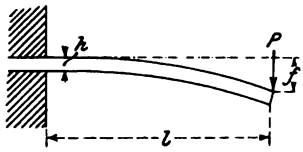
und die Federungsarbeit

$$A = \frac{P\,f}{2} = \frac{1}{9}\,\frac{k_b^2}{E} \cdot V.$$

Auch die Dreieckfeder (Fig. 298) krümmt sich kreisbogenförmig, schnitt an der Einspannungsstelle wird wieder wie früher be- ur bleibt jetzt die Höhe konstant, während die Breite nach

der Spitze zu gleichmäßig bis auf Null abnimmt. Die Durchbiegung ist ebenso groß wie die der vorigen Feder, die Federungsarbeit

$$A = \frac{1}{6} \cdot \frac{k_b^2}{E} V.$$



Aus der Dreiecksfeder kann man sich, indem man dieselbe, wie Fig. 299 zeigt, zerlegt und die Streifen nach Fig. 300 übereinanderlegt, das Blattfederwerk entstanden denken. Dasselbe kann als einfache Dreieckfeder berechnet werden. Statt die Enden der einzelnen Blätter dreieckig zuzuschärfen, kann man dieselben auch nach der kubischen Parabel (wie in Fig. 297) zuschärfen.

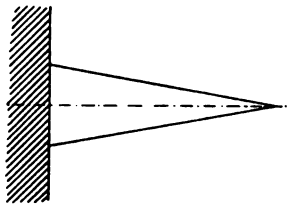


Fig. 298.

Für auf Biegung beanspruchte gewundene Federn (Spiralfedern) gelten, wenn die Kraft P am Radius r wirkt, bei recht-

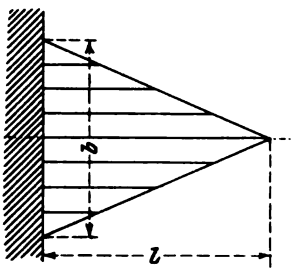


Fig. 299.

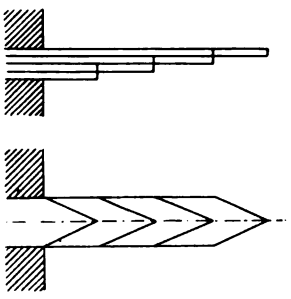


Fig. 300.

eckigem Querschnitt (Fig. 301 u. 302) die Formeln:

$$P \cdot r = \frac{b\,h^2}{6} \cdot k_b \qquad \text{oder} \qquad P = \frac{b\,h^2}{6} \cdot \frac{k_b}{r}$$

$$f = 2\,\frac{r\,l}{h} \cdot \frac{k_b}{E}$$

$$A = \frac{1}{6} \cdot \frac{k_b^2}{E} \cdot V,$$

bei rundem Querschnitt

$$P\,r = \frac{d^3}{10} \cdot k_b \qquad \text{oder} \qquad P = \frac{d^3}{10} \cdot \frac{k_b}{r}$$

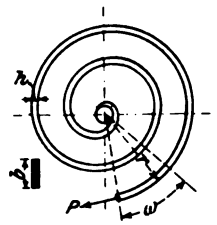


Fig. 301.

$$f = 2\frac{r\,l}{d}\cdot\frac{k_b}{E}$$

und

$$A = \frac{1}{8}\frac{k_b^2}{E}\cdot V.$$

Während die nach Art der in Fig. 301 u. 302 eingezeichneten Kräfte belasteten Federn auf Biegung beansprucht sind, werden gerade Federn, welche wie in Fig. 303 belastet sind, sowie Spiralfedern, welche zusammengedrückt oder auseinandergezogen werden, auf Verdrehungsfestigkeit in Anspruch genommen und deshalb

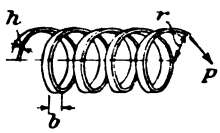


Fig. 302.

Drehungsfedern

genannt. Für dieselben gelten folgende Formeln:

Fig. 303, gerade Drehungsfeder bei rundem Querschnitt:

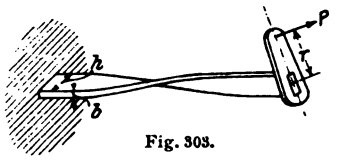


Fig. 303.

$$P\cdot r = \frac{d^3}{5}\cdot k_d \qquad \text{oder} \qquad P = \frac{d^3}{5}\cdot\frac{k_d}{r}$$

$$f = 2\,\frac{r\,l}{d}\cdot\frac{k_d}{E_s} \quad (E_s = \text{Schubelastizitätsmodul})$$

$$A = \frac{1}{4}\frac{k_d^2}{E_s}\cdot V,$$

für rechteckigen Querschnitt

$$P\cdot r = \frac{2\,b^2\cdot h}{9}\cdot k_d \qquad \text{oder} \qquad P = \frac{2}{9}\cdot\frac{b^2 h}{r}\cdot k_d$$

$$f = 0{,}8\,r\,l\,\frac{b^2+h^2}{b\,h^2}\cdot\frac{k_d}{E_s}$$

$$V = \frac{4}{45}\left(\frac{b^2}{h^2}+1\right)\frac{k_d^2}{E_s}\cdot V.$$

Fig. 304, Schraubenfeder mit rundem Querschnitt

$$P\cdot r = \frac{d^3}{5}\cdot k_d \qquad \text{oder} \qquad P = \frac{d^3}{5}\cdot\frac{k_d}{r}$$

$$f = \frac{4\,\pi\,n\,r^3}{d} \cdot \frac{k_d}{E_s}$$

$$A = \frac{1}{4}\,\frac{k_d^2}{E_s} \cdot V,$$

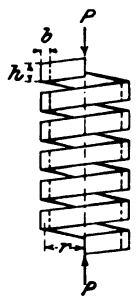


Fig. 304.

bei rechteckigem Querschnitt

$$P\,r = \frac{2\,b^2\,h}{9} \cdot k_d \qquad \text{oder} \qquad P = \frac{2}{9}\,\frac{b^2\,h}{r} \cdot k_d$$

$$f = 1{,}6\,\pi\,n\,r^3\,\frac{b^2 + h^2}{b\,h^3} \cdot \frac{k_d}{E_s}$$

$$A = \frac{4}{45}\left(\frac{b^2}{h^2} + 1\right)\frac{k_d^2}{E_s} \cdot V.$$

Fig. 305, Kegelfeder mit rundem Querschnitt

$$P \cdot r = \frac{d^3}{5} \cdot k_d \qquad \text{oder} \qquad P = \frac{d^3}{5} \cdot \frac{k_d}{r}$$

$$f = \frac{r\,l}{d} \cdot \frac{k_d}{E_s} = \pi\,n\,\frac{r^2}{d} \cdot \frac{k_d}{E_s}$$

$$A = \frac{1}{8}\,\frac{k_d^2}{E_s} \cdot V,$$

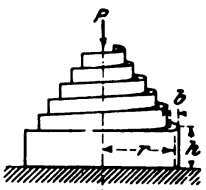


Fig 305.

mit rechteckigem Querschnitt

$$P\,r = \frac{2\,b^2\,h}{9} \cdot k_d \qquad \text{oder} \qquad P = \frac{2}{9}\,\frac{b^2\,h}{r} \cdot k_d$$

$$f = 0{,}4\,\pi\,n\,r^2\,\frac{b^2 + h^2}{b\,h^3} \cdot \frac{k_d}{E_s}$$

$$A = \frac{2}{45}\left(\frac{b^2}{h^2} + 1\right)\frac{k_d^2}{E_s} \cdot V.$$

(Hierbei ist l die Länge der ausgestreckt gedachten Feder, n die Anzahl der Windungen.)

Bei rechteckigen Drehungsfedern wird die Federungsarbeit A am größten, wenn $\frac{b^2}{h^2} = 1$, also b = h ist, d. h. wenn der Federquerschnitt quadratisch ist.

Tabelle 1.

Whitworthsches Gewinde.

Äußerer Durchmesser des Gewindes d		Kern- Durchmesser d_1	Kern- Querschnitt $\frac{\pi d_1^2}{4}$	Anzahl der Gewindegänge auf einen engl. Z.	Anzahl der Gewindegänge auf die Länge d	Höhe d. Mutter, abgerundet h_1	Höhe d. Kopfes, abgerundet h_0	Schlüsselweite, abgerundet S_0	Tragkraft $Q = \frac{1}{4}\pi d_1^2 k_z$, wenn (in kg/qcm). $k_z = 480$	$k_z = 600$
engl. Z.	mm	mm	qcm			mm	mm	mm	kg	kg
1/4	6,35	4,72	0,175	20	5	6	4	13	85	105
5/16	7,94	6,13	0,295	18	5 5/8	8	6	16	140	175
3/8	9,52	7,49	0,441	16	6	10	7	19	210	265
7/16	11,11	8,79	0,607	14	6 1/8	11	8	21	290	365
1/2	12,70	9,99	0,784	12	6	13	9	23	375	470
5/8	15,87	12,92	1,311	11	6 7/8	16	11	27	630	785
3/4	19,05	15,80	1,961	10	7 1/2	19	13	33	940	1 175
7/8	22,22	18,61	2,720	9	7 7/8	22	15	36	1 305	1 630
1	25,40	21,33	3,573	8	8	25	18	40	1 715	2 145
1 1/8	28,57	23,93	4,498	7	7 7/8	29	20	45	2 160	2 700
1 1/4	31,75	27,10	5,768	7	8 3/4	32	22	50	2 770	3 460
1 3/8	34,92	29,50	6,835	6	8 1/4	35	24	54	3 280	4 100
1 1/2	38,10	32,68	8,388	6	9	38	27	58	4 030	5 030
1 5/8	41,27	34,77	9,495	5	8 1/8	41	29	63	4 560	5 700
1 3/4	44,45	37,94	11,31	5	8 3/4	44	32	67	5 430	6 780
1 7/8	47,62	40,40	12,82	4 1/2	8 7/16	48	34	72	6 150	7 690
2	50,80	43,57	14,91	4 1/2	9	51	36	76	7 160	8 950
2 1/4	57,15	49,02	18,87	4	9	57	40	85	9 060	11 320
2 1/2	63,50	55,37	24,08	4	10	64	45	94	11 560	14 450
2 3/4	69,85	60,55	28,80	3 1/2	9 5/8	70	49	103	13 820	17 280
3	76,20	66,90	35,15	3 1/2	10 1/2	76	53	112	16 870	21 090
3 1/4	82,55	72,57	41,36	3 1/4	10 9/16	83	58	121	19 850	24 820
3 1/2	88,90	78,92	48,92	3 1/4	11 3/8	89	62	130	23 480	29 350
3 3/4	95,25	84,40	55,95	3	11 1/4	95	67	138	26 860	33 570
4	101,60	90,75	64,68	3	12	102	71	147	31 050	38 810
4 1/4	107,95	96,65	73,37	2 7/8	12 7/32	108	76	156	35 220	44 020
4 1/2	114,30	102,98	83,29	2 7/8	12 15/16	114	80	165	39 980	49 970
4 3/4	120,65	108,84	93,04	2 3/4	13 1/16	121	85	174	44 660	55 820
5	127,00	115,19	104,2	2 3/4	13 3/4	127	89	183	50 020	62 530
5 1/4	133,35	121,67	116,3	2 5/8	13 23/32	133	93	192	55 810	69 760
5 1/2	139,70	127,51	127,7	2 5/8	14 7/16	140	98	201	61 300	76 620
5 3/4	146,05	133,05	139,0	2 1/2	14 3/8	146	102	209	66 740	83 420
6	152,40	139,39	152,6	2 1/2	15	152	106	218	73 250	91,560

Tabelle 2.

S. I.-Gewinde. (System International.)

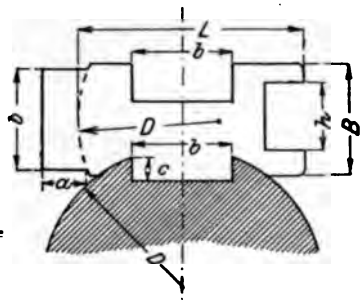
Äußerer Gewinde-durchmesser d mm	Kern-durchmesser d_1 mm	Ganghöhe h mm	Gangtiefe t mm	Schlüssel-weite S_o mm
6	4,59	1	0,705	12
7	5,59	1	0,705	13
8	6,24	1,25	0,83	15
9	7,24	1,25	0,83	16
10	7,89	1,5	1,055	18
11	8,89	1,5	1,055	19
12	9,54	1,75	1,23	21
14	11,19	2	1,405	23
16	13,19	2	1,405	26
18	14,48	2,5	1,76	29
20	16,48	2,5	1,76	32
22	18,48	2,5	1,76	35
24	19,78	3	2,11	38
27	22,78	3	2,11	42
30	25,08	3,5	2,46	46
33	28,08	3,5	2,46	50
36	30,37	4	2,815	54
39	33,37	4	2,815	58
42	35,67	4,5	3,165	63
45	38,67	4,5	3,165	67
48	40,96	5	3,52	71
52	44,96	5	3,52	77
56	48,26	5,5	3,87	82
60	52,26	5,5	3,87	88
64	55,70	6	4,15	94
68	57,70	6	4,15	100
72	62,85	6,5	4,575	105
76	66,85	6,5	4,575	110
80	70,15	7	4,925	116

Tabelle 3.
Gasgewinde-Tabelle.

Nomineller lichter Rohrdurchmesser		Anzahl der Gänge pro engl. Zoll	nach Reinecker			nach Whitworth			1 m Rohr wiegt
			Äußerer Gewindedurchmesser		Kern-durchmesser	Äußerer Gewindedurchmesser		Kern-durchmesser	
engl. Zoll	mm		engl. Zoll	mm	mm	engl. Zoll	mm	mm	kg
1/8	3,17	28	0,3825	9,7153	8,552	13/32	10,32	9,16	0,40
1/4	6,35	19	0,5180	13,1569	11,445	17/32	13,49	11,77	0,57
3/8	9,52	19	0,6563	16,6697	14,958	5/8	15,87	14,15	0,82
1/2	12,70	14	0,8257	20,9724	18,648	13/16	20,64	18,30	1,15
5/8	15,87	14	0,9022	22,9154	20,591	29/32	23,02	20,68	1,50
3/4	19,05	14	1,0410	26,4409	24,117	1 1/32	26,19	23,85	1,72
7/8	22,22	14	1,1890	30,2000	27,876	1 3/16	30,16	27,82	2,25
1	25,40	11	1,3090	33,2479	30,289	1 5/16	33,34	30,40	2,44
1 1/8	28,57	11	1,4920	37,8961	34,937	—	—	—	—
1 1/4	31,75	11	1,6500	41,9092	38,950	1 5/8	41,27	38,33	3,40
1 3/8	34,92	11	1,7450	44,3221	41,363	—	—	—	—
1 1/2	38,10	11	1,8825	47,8146	44,855	1 7/8	47,62	44,68	4,20
1 5/8	41,27	11	2,0210	51,3324	48,378	—	—	—	—
1 3/4	44,50	11	2,0470	51,9927	49,034	2 1/8	53,97	51,03	4,60
2	50,80	11	2,3470	59,6126	56,656	2 3/8	60,32	57,38	5,80
2 1/4	57,15	11	2,5875	65,7212	62,762	2 5/8	66,67	63,73	6,80
2 1/2	63,50	11	3,0013	76,2315	73,272	3	76,20	73,26	7,70
2 3/4	69,85	11	3,2470	82,4722	79,513	3 1/8	79,37	76,43	8,90
3	76,20	11	3,4850	88,5173	85,558	3 1/2	88,90	85,96	10,0
3 1/2	88,90	11	—	—	—	3 15/16	100,01	97,07	11,5
4	101,6	11	—	—	—	4 7/16	112,71	109,77	13,5

Tabelle 4.

Keil-Tafel.



Keilschablone

Wellen-durch-messer	Flach- und Hohlkeile Fig. 60 *b* u. *c*		Nutenkeile Fig. 60 *a*		Nutentiefe der		äußere Abmessungen	
	Breite	Höhe	Breite	Höhe	Welle	Bohrung	Länge	Höhe
D	b	h	b	h	c	a	L	B
20	10	5	10	6	2	4	16	13
30	13	6	13	8	3	5	20	16
40	15	6	15	10	4	6	30	18
50	18	7	18	12	4	8	40	20
60	20	7	20	12	4	8	50	25
70	22	8	22	14	5	9	55	30
80	25	8	25	14	5	9	65	35
90	28	10	28	16	6	10	70	40
100	30	13	30	18	6	12	75	45
120	nur für leichte		35	20	7	13	75	50
140	Wellen geeignet		40	22	7	15	80	55
160	Doppelkeile		45	25	8	17	80	58
180			50	28	8	20	90	60
200	25	20	55	30	9	21	90	65
220	28	22	60	35	10	25	100	70
240	30	24	65	40	13	27	100	75
260	32	26	70	43	13	30	110	80
280	35	28	75	46	14	32	110	85
300	38	30	80	50	15	35	125	90
325	40	32	85	52	16	36	125	95
350	42	34	90	55	17	38	150	100
375	45	36	95	58	18	40	150	110
400	48	38	100	60	20	40	175	120
450	50	40	110	65	22	43	175	125
500	55	42	120	70	25	45	200	125

Tabelle 5.

Abmessungen schmiedeeiserner Zapfen.

Durchmesser d mm	Anlauf- Höhe x mm	Anlauf- Breite b mm	Anlauf- Hohlkehle r_0 mm	Zulässige Belastung in kg bei einem Verhältnis 1 : d						
				1	1,25	1,5	2	2,5	3	4
30	4	6	2	675	540	450	337	270	225	169
40	5	8	3	1 200	960	800	600	480	400	300
50	6	10	3	1 875	1 500	1 260	937	750	625	469
60	7	10	3	2 700	2 160	1 800	1 350	1 080	900	675
70	8	10	4	3 675	2 940	2 250	1 837	1 470	1 225	919
80	9	12	4	5 056	4 045	3 371	2 528	2 022	1 685	1 264
90	10	12	4	6 399	5 119	4 266	3 200	2 559	2 133	1 600
100	10	12	5	7 500	6 000	5 000	3 750	3 000	2 500	1 875
120	12	18	6	10 800	8 640	7 200	5 400	4 320	3 600	2 700
140	13	20	8	14 700	11 760	9 800	7 350	5 880	4 900	3 675
160	14	22	8	19 200	15 360	12 800	9 600	7 680	6 400	4 800
180	15	25	9	24 300	19 440	16 200	12 150	9 720	8 200	6 075
200	18	25	10	30 000	24 000	20 000	15 000	12 000	10 000	7 500
220	19	30	10	36 300	29 040	24 200	18 150	14 520	12 100	9 075
240	20	30	12	43 200	34 560	28 800	21 600	17 280	14 400	10 800
260	21	30	13	50 700	40 560	33 800	25 350	20 280	16 900	12 675
280	22	30	14	58 800	47 040	39 200	29 900	23 520	19 600	14 700
300	24	30	15	67 500	54 000	45 000	33 750	27 000	22 500	16 875
Flächendruck pro qcm in kg bei der angegebenen Belastung				75	48	33	19	12	8,3	4,7

Tabelle 6.

Triebwerk-Drahtseile. (Felten & Guilleaume, Mülheim.)

Für normale Seilscheibendurchmesser D = 150 Δ bis 175 Δ				Für kleine Seilscheibendurchmesser D = 120 Δ bis 150 Δ			
Durchmesser des Seiles mm	Zahl der Drähte	Dicke mm	Gewicht pro m in kg	Durchmesser des Seiles mm	Zahl der Drähte	Dicke mm	Gewicht pro m in kg
9	36	1,0	0,26	11	48	1,0	0,36
10	42	1,0	0,31	12	54	1,0	0,40
11	36	1,2	0,38	13	60	1,0	0,45
12	42	1,2	0,45	14	64	1,0	0,48
13	36	1,4	0,51	15	72	1,0	0,55
14	42	1,4	0,61	16	64	1,2	0,69
15	48	1,4	0,70	18	72	1,2	0,79
16	42	1,6	0,79	20	80	1,2	0,88
18	48	1,6	0,91	22	80	1,4	1,20
20	48	1,8	1,15	24	88	1,4	1,33
22	54	1,8	1,30	26	80	1,6	1,56
24	60	1,8	1,46	28	88	1,6	1,73
26	60	2,0	1,80	30	80	1,8	1,98
28	66	2,0	2,00	32	88	1,8	2,19
30	72	2,0	2,20	34	96	1,8	2,41
				37	96	2,0	2,97

Tabelle 6a.

Drahtseile mit Eisendraht statt Hanf in den Litzen.

(Für große Achsenabstände und große Scheibendurchmesser.)

Kleinster zulässiger Scheibendurchmesser mm	Drahtdicke mm	Seildurchmesser mm	Anzahl der Drähte	Gewicht pro m in kg	Kleinster zulässiger Scheibendurchmesser mm	Drahtdicke mm	Seildurchmesser mm	Anzahl der Drähte	Gewicht pro m in kg
		7	24	0,18			10,5	24	0,41
1000	1,0	9	42	0,32	1500	1,5	14	42	0,71
		12	56	0,42			18	56	0,95
		7,5	24	0,22			11	24	0,46
1100	1,1	10	42	0,38	1600	1,6	15	42	0,81
		13	56	0,51			19	56	1,08
		8,5	24	0,26			12	24	0,52
1200	1,2	11	42	0,46	1700	1,7	16	42	0,92
		14	56	0,60			20	56	1,21
		9	24	0,30			13	24	0,58
1300	1,3	12	42	0,54	1800	1,8	17	42	1,03
		15	56	0,71			21	56	1,36
		10	24	0,35			14	24	0,72
1400	1,4	13	42	0,62	2000	2,0	19	42	1,27
		17	56	0,82			23	56	1,68

Tabelle 7.

Triebwerks-, Hanf- und Baumwollseile.

(Felten & Guilleaume, Mülheim.)

Gewicht pro m in kg.

Seildurchmesser in mm		25	30	35	40	45	48	50	55
Badischer Schleißhanf	lose geschlagen	0,50	0,70	0.95	1,20	1,50	—	1,78	2,20
	fest -	0,52	0,72	0,98	1,24	1,54	—	1,83	2,26
Hellster Manilahanf	lose geschlagen	0,45	0 62	0,82	1,06	1,35	—	1,60	1,90
	fest -	0,47	0,64	0,85	1,09	1,39	—	1,65	1,96
Baumwollseil	lose geschlagen	0,46	0,65	0,86	1,10	1,35	1,55	1,69	2,00
	fest -	0,47	0,67	0,89	1.13	1,40	1,59	1,74	2,06

Tabelle 8.

Drahtseile aus prima verzinktem Patent-Tiegelgußstahldraht für Aufzüge, Krane, Flaschenzüge, Kabelwinden etc.

(Carl Fingado, Mannheim.)

Seildicke mm	Anzahl der Drähte im Seil	Gewicht pro m ca. kg	Bruchbelastung ca. kg
8	72	0,350	3 600
10	84	0,400	4 150
12	72	0,520	7 000
14	84	0,750	10 000
16	114	0,850	11 000
18	114	1,200	15 500
20	114	1,500	18 500
22	114	1,700	22 000
24	114	2	25 000
26	114	2,400	31 000
28	114	2,800	36 500
30	114	3	39 000
32	114	3,500	45 000
34	114	4	54 000

Tabelle 9.

Tabelle über Seile aus prima badischem Schleißhanf.

(Carl Fingado, Mannheim.)

Seildicke mm	Gewicht pro m ca. kg geteert	Gewicht pro m ca. kg ungeteert	Bruchbelastung ca. kg
14	0,170	0,150	1 350
15	0,225	0,200	1 550
16	0.235	0,210	1 800
18	0,300	0,270	2 200
20	0,370	0,330	2 800
22	0,440	0,400	3 400
24	0,500	0,450	3 850
25	0,550	0,500	4 400
26	0,600	0,550	4 700
28	0,700	0,630	5 500
30	0,770	0,700	6 350
33	0,880	0,800	7 700
36	1	0,910	9 150
38	1,200	1,080	10 200
40	1,360	1,230	11 300
45	1,700	1,500	14 300
50	2,200	1,900	17 650
55	2,400	2,160	21 350
60	3	2,700	25 400
65	3,700	3,300	30 000
70	2,400	3,800	34 600

Tabelle 10.

Geprüfte kurzgliedrige Schiffs- und Kranenketten.

(Carl Born, Worringen a. Rh.)

Probe-Belastung kg	Stärke der Ketten mm	Zulässige Belastung kg	Ungefähres Gewicht pro m kg	Probe-Belastung kg	Stärke der Ketten mm	Zulässige Belastung kg	Ungefähres Gewicht pro m kg
450	5	250	0.58	6 120	18	3 350	7,30
700	6	350	0,80	7 560	20	4 000	8,90
1000	7	500	1,10	8 330	21	4 750	10,20
1200	8	640	1,45	10 000	23	5 500	11,95
1600	9	800	1,80	10 880	24	6 350	13,00
1890	10	1000	2.25	12 780	26	7 250	15,70
2290	11	1350	2,80	17 000	30	9 100	20,00
2720	12	1400	3,20		33	11 250	24,00
3190	13	1700	4,00		36	13 000	29,00
4250	15	2250	5,00		39	15 500	33,00
4840	16	2750	6,00		43	18 400	41,50

Tabelle 11.

Kalibrierte Gliederketten

(Hebezeugfabrik A.-G.

Ketteneisen-dicke mm	Innere Gliedlänge mm	Äußerste Betriebs-belastung kg	Ketten (obere Zahl: Teil (untere Zahl:					
4,5	16	125	62 7	102 10	153 15	173 17		
5	18,5	155	58 5	72 6	83 7	95 8	118 10	212 18
6	18,5	225	72 6	83 7	95 8	118 10	130 11	142 12
6	20	225	76 6	140 11	166 13	179 14	204 16	255 20
7	22,5	300	73 5	85 6	100 7	115 8	143 10	172 12
8	22,5	400	73 5	85 6	100 7	115 8	143 10	158 11
9	25	500	82 5	97 6	128 8	160 10	176 11	239 15
9,5	31	565	100 5	120 6	159 8	198 10	238 12	316 16
11	30	750	98 5	114 6	135 7	153 8	192 10	211 11
13	36	1050	117 5	137 6	162 7	185 8	207 9	230 10
14,5	42,5	1300	165 6	218 8	272 10	320 12	380 14	407 15
16	48	1600	156 5	186 6	216 7	275 9	337 11	362 12
18	54	2000	175 5	210 6	243 7	277 8	311 9	332 10
20	62,5	2500	200 5	242 6	281 7	320 8	360 9	
22	62,5	3025	243 6	282 7	321 8	361 9	479 12	796 20
25	72	3900	236 5	279 6	325 7	370 8	415 9	565 12
30	80	5600	260 5	310 6	361 7	411 8		
32	80	6375	310 6	411 8				

Tabelle 11.

rerzahnte Kettenräder.

Georg Kieffer, Köln.)

r
ırchmesser)
ahl)

365 31									
200 17	212 18	234 20	283 24	353 30	365 31	376 32	420 36	484 41	1002 85
357 28	484 38	548 43	637 50						
286 20	387 27	458 32	616 43	740 52	859 60	944 66	1001 77		
186 13	244 17	258 18	286 20	316 22	387 27	458 32	616 43	740 52	859 60
430 27	573 36								
360 18	395 20	436 22	534 27	593 30	778 40				
268 14	287 15	382 20	401 21	422 22	455 24	574 30	680 36	1471 77	
276 12	299 13	321 14	345 15	458 20	480 21	551 24	714 32	826 36	836 37
1101 36									

Tabelle 12.

Gallsche Gelenkketten.

Garantierte Belastung P bei 5facher Sicherheit kg	Teilung oder Baulänge L	Länge des Mittelbolzens l	Stärke des Mittelbolzens D	Zapfenstärke d	Plattenzahl i	Plattendicke δ	Plattenbreite b	Größte Gesamtbreite der Kette B		Gewicht pro m ca. kg
100	15	12	5	4	2	1,5	12	23	ohne Unterlegscheiben vernietet	0,7
250	20	15	7,5	6	2	2	15	28		1
500	25	18	10	8	2	3	18	38		2
750	30	20	11	9	4	2	20	45		2,7
1 000	35	22	12	10	4	2	27	50		3,8
1 500	40	25	14	12	4	2,5	30	60	mit Unterlegscheiben vernietet	5
2 000	45	30	17	14	4	3	35	67		7,1
3 000	50	35	22	17,5	6	3	38	90		11,1
4 000	55	40	24	21	6	4	40	110		16,5
5 000	60	45	26	23	6	4	46	118		19
6 000	65	45	28	24	6	4	53	125		24
7 500	70	50	32	26	8	4,5	53	150		31,5
10 000	80	60	34	30	8	4,5	65	165		34
12 500	85	65	35	31	8	5	70	180		44,8
15 000	90	70	38	34	8	5,5	75	195		51,1
17 500	100	75	40	36	8	6	80	208	versplintet	58,1
20 000	110	80	43	37	8	6	85	215		74,4
25 000	120	90	45	40	8	6,5	100	235		83,3
30 000	130	100	50	45	8	7	106	255		100

Tabelle 13.

Gelenkketten von Zobel, Neubert & Co., Schmalkalden.

Für eine Spannung P von kg	Teilung oder Baulänge L	Länge des freien Mittelbolzens l	Stärke des freien Mittelbolzens D	Stärke des Innenbolzens d	Plattenzahl i	Plattendicke δ	Plattenbreite b	Ganze Breite der Kette B		Gewicht pro m ca. kg
100	20	14	10	6	2	2	14	30	vernietete Bolzen	1,6
150	20	16	12	7,5	2	3	16	38		2,2
200	25	18	14	9	2	3	21	40		2,5
300	30	20	17	11	2	3,5	25	46		3,9
400	35	22	18	12	2	4	27	50		4,1
500	40	25	20	14	2	4	30	54		4,6
750	45	30	22	16	2	5	35	64		6,7
1000	50	35	26	18	2	6	38	72		9,0
1500	55	45	28	20	4	4	40	97		13,0
	60	50	32	24	4	5	46	113	mit Scheiben versplintet	14,0
	65	55	36	28	4	5	53	120		18,0
	70	60	40	32	4	5	60	125		19,5
	80	70	44	34	6	4,5	65	146		27,2
	90	80	48	36	6	4,5	75	156		33,0

Normal-Tabelle für gußeiserne Flanschenrohre.

Lichter Durchmesser D	Normal-Wanddicke s	Äußerer Rohr-Durchmesser D_1	Übliche Baulänge	Flanschen								Gewicht	
				Durchmesser	Dicke	Lochkreis-Durchmesser	Schrauben- Anzahl	Schrauben- Dicke		Dichtungsleiste Breite	Dichtungsleiste Höhe	einer Flansche	pro lfd. m Baulänge
								engl. Zoll	mm				
mm			m	mm						mm		kg	
40	8	56	2	140	18	110	4	1/2	13	25	3	1,89	10,64
50	8	66	2	160	18	125	4	5/8	16	25	3	2,41	12,98
60	8,5	77	2	175	19	135	4	5/8	16	25	3	2,96	16,22
70	8,5	87	3	185	19	145	4	5/8	16	25	3	3,21	17,34
80	9	98	3	200	20	160	4	5/8	16	25	3	3,84	20,80
90	9	108	3	215	20	170	4	5/8	16	25	3	4,37	23,20
100	9	118	3	230	20	180	4	3/4	19	28	3	4,96	25,65
125	9,5	144	3	260	21	210	4	3/4	19	28	3	6,26	33,07
150	10	170	3	290	22	240	6	3/4	19	28	3	7,69	41,57
175	10,5	196	3	320	22	270	6	3/4	19	30	3	8,96	50,33
200	11	222	3	350	23	300	6	3/4	19	30	3	10,71	60,00
225	11,5	248	3	370	23	320	6	3/4	19	30	3	11,02	69,30
250	12	274	3	400	24	350	8	3/4	19	30	3	12,98	80,26
275	12,5	300	3	425	25	375	8	3/4	19	30	3	14,41	91,46
300	13	326	3	450	25	400	8	3/4	19	30	3	15,32	102,89
350	14	378	3	520	26	465	10	7/8	22	35	4	21,29	130,26
400	14,5	429	3	575	27	520	10	7/8	22	35	4	25,44	153,85
450	15	480	3	630	28	570	12	7/8	22	35	4	29,89	178,80
500	16	532	3	680	30	625	12	7/8	22	40	4	34,69	211,17
550	16,5	583	3	740	32	675	14	1	26	40	5	44,28	242,42
600	17	634	3	790	33	725	16	1	26	40	5	47,41	270,51
650	18	686	3	840	33	775	18	1	26	40	5	50,13	307,28
700	19	738	3	900	33	830	18	1	26	40	5	56,50	348,82
750	20	790	3	950	33	880	20	1	26	40	5	59,81	390,63

Tabelle 15.

Normal-Tabelle für gußeiserne Muffenrohre.

Lichte Weite D_1	Normale Wand-dicke s	Äußerer Rohr-durch-messer D_2	Übliche Bau-länge	Muffen							Gewicht			
				Muffen-tiefe t	Blei-fugen-dicke f	lichte Weite D_2	Wand-dicke y	äußerer Durch-messer	Wulst: Dicke und Breite x	Wulst: Durch-messer	der Muffe	pro lfd. m Baulänge: exkl. Muffe	pro lfd. m Baulänge: inkl. Muffe	des Blei-ringes
mm			m	mm							kg			
40	8	56	2	74	7	70	11	92	23	116	2,68	8,75	10	0,56
50	8	66	2	77	7,5	81	11	103	23	127	3,14	10,57	12	0,61
60	8,5	77	2	80	7,5	92	12	116	24	140	3,89	13,26	15	0,73
70	8,5	87	3	82	7,5	102	12	126	24	150	4,35	15,20	16,5	0,84
80	9	98	3	84	7,5	113	12,5	138	25	163	5,09	18,24	20	1,05
90	9	108	3	86	7,5	123	12,5	148	25	173	5,07	20,29	22	1,15
110	9	118	3	88	7,5	133	13	159	25	183	6,20	22,34	24	1,35
125	9,5	144	3	91	7,5	159	13,5	186	26	211	7,64	29,10	32	1,70
150	10	176	3	94	7,5	185	14	213	27	239	9,89	36,44	40	2,14
175	10,5	196	3	96	7,5	211	14,5	240	28	267	12,00	44,36	48	2,46
200	11	222	3	100	8	238	15	268	29	296	14,41	52,76	58	2,97
225	11,5	248	3	100	8	264	16	296	30	324	16,89	61,95	68	3,67
250	12	274	4	103	8,5	291	17	325	31	353	19,61	71,61	77	4,30
275	12,5	300	4	103	8,5	317	17,5	352	32	381	22,51	81,85	87	4,69
300	13	326	4	105	8,5	343	18	379	33	409	25,78	92,68	99	5,09
350	14	378	4	107	8,5	395	19,5	434	35	465	32,23	116,07	124	5,33
400	14,5	429	4	110	9,5	448	20,5	489	36	520	39,15	136,89	147	7,46
450	15	480	4	112	9,5	499	21	541	37	573	44,90	158,87	170	8,33
500	16	532	4	115	10	552	22,5	597	39	630	54,48	188,04	202	10,1
550	16,5	583	4	117	10	603	23	649	40	683	62,34	212,90	228	11,7
600	17	634	4	120	10,5	655	24	703	41	737	71,15	238,90	257	13,3
650	18	686	4	122	10,5	707	25	757	43	793	83,10	273,86	295	14,4
700	19	738	4	125	11	760	26,5	813	45	850	98,04	311,15	336	15,5
750	20	790	4	127	11	812	28	868	47	906	111,20	350,76	379	17,4

Tafel

der zweiten und dritten Potenzzahlen,
der zweiten und dritten Wurzeln,
der Briggsschen Logarithmen,
des Tausendfachen der reziproken Werte,
der Kreisumfänge und Kreisflächen.

n	n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	log n	$\frac{1000}{n}$	πn	$\frac{\pi n^2}{4}$	n
1	1	1	1,0000	1,0000	0,00000	1000,000	3,142	0,7854	1
2	4	8	1,4142	1,2599	0,30103	500,000	6,283	3,1416	2
3	9	27	1,7321	1,4422	0,47712	333,333	9,425	7,0686	3
4	16	64	2,0000	1,5874	0,60206	250,000	12,566	12,5664	4
5	25	125	2,2361	1,7100	0,69897	200,000	15,708	19,6350	5
6	36	216	2,4495	1,8171	0,77815	166,667	18,850	28,2743	6
7	49	343	2,6458	1,9129	0,84510	142,857	21,991	38,4845	7
8	64	512	2,8284	2,0000	0,90309	125,000	25,133	50,2655	8
9	81	729	3,0000	2,0801	0,95424	111,111	28,274	63,6173	9
10	1 00	1 000	3,1623	2,1544	1,00000	100,000	31,416	78,5398	**10**
11	1 21	1 331	3,3166	2,2240	1,04139	90,9091	34,558	95,0332	11
12	1 44	1 728	3,4641	2,2894	1,07918	83,3333	37,699	113,097	12
13	1 69	2 197	3,6056	2,3513	1,11394	76,9231	40,841	132,732	13
14	1 96	2 744	3,7417	2,4101	1,14613	71,4286	43,982	153,938	14
15	2 25	3 375	3,8730	2,4662	1,17609	66,6667	47,124	176,715	15
16	2 56	4 096	4,0000	2,5198	1,20412	62,5000	50,265	201,062	16
17	2 89	4 913	4,1231	2,5713	1,23045	58,8235	53,407	226,980	17
18	3 24	5 832	4,2426	2,6207	1,25527	55,5556	56,549	254,469	18
19	3 61	6 859	4,3589	2,6684	1,27875	52,6316	59,690	283,529	19
20	4 00	8 000	4,4721	2,7144	1,30103	50,0000	62,832	314,159	**20**
21	4 41	9 261	4,5826	2,7589	1,32222	47,6190	65,973	346,361	21
22	4 84	10 648	4,6904	2,8020	1,34242	45,4545	69,115	380,133	22
23	5 29	12 167	4,7958	2,8439	1,36173	43,4783	72,257	415,476	23
24	5 76	13 824	4,8990	2,8845	1,38021	41,6667	75,398	452,389	24
25	6 25	15 625	5,0000	2,9240	1,39794	40,0000	78,540	490,874	25
26	6 76	17 576	5,0990	2,9625	1,41497	38,4615	81,681	530,929	26
27	7 29	19 683	5,1962	3,0000	1,43136	37,0370	84,823	572,555	27
28	7 84	21 952	5,2915	3,0366	1,44716	35,7143	87,965	615,752	28
29	8 41	24 389	5,3852	3,0723	1,46240	34,4828	91,106	660,520	29
30	9 00	27 000	5,4772	3,1072	1,47712	33,3333	94,248	706,858	**30**
31	9 61	29 791	5,5678	3,1414	1,49136	32,2581	97,389	754,768	31
32	10 24	32 768	5,6569	3,1748	1,50515	31,2500	100,531	804,248	32
33	10 89	35 937	5,7446	3,2075	1,51851	30,3030	103,673	855,299	33
34	11 56	39 304	5,8310	3,2396	1,53148	29,4118	106,814	907,920	34
35	12 25	42 875	5,9161	3,2711	1,54407	28,5714	109,956	962,113	35
36	12 96	46 656	6,0000	3,3019	1,55630	27,7778	113,097	1017,88	36
37	13 69	50 653	6,0828	3,3322	1,56820	27,0270	116,239	1075,21	37
38	14 44	54 872	6,1644	3,3620	1,57978	26,3158	119,381	1134,11	38
39	15 21	59 319	6,2450	3,3912	1,59106	25,6410	122,522	1194,59	39
40	16 00	64 000	6,3246	3,4200	1,60206	25,0000	125,66	1256,64	**40**
41	16 81	68 921	6,4031	3,4482	1,61278	24,3902	128,81	1320,25	41
42	17 64	74 088	6,4807	3,4760	1,62325	23,8095	131,95	1385,44	42
43	18 49	79 507	6,5574	3,5034	1,63347	23,2558	135,09	1452,20	43
44	19 36	85 184	6,6332	3,5303	1,64345	22,7273	138,23	1520,53	44
45	20 25	91 125	6,7082	3,5569	1,65321	22,2222	141,37	1590,43	45
46	21 16	97 336	6,7823	3,5830	1,66276	21,7391	144,51	1661,90	46
47	22 09	103 823	6,8557	3,6088	1,67210	21,2766	147,65	1734,94	47
48	23 04	110 592	6,9282	3,6342	1,68124	20,8333	150,80	1809,56	48
49	24 01	117 649	7,0000	3,6593	1,69020	20,4082	153,94	1885,74	49
50	25 00	125 000	7,0711	3,6840	1,69897	20,0000	157,08	1963,50	**50**

n	n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	log n	$\frac{1000}{n}$	πn	$\frac{\pi n^2}{4}$	n
50	25 00	125 000	7,0711	3,6840	1,69897	20,0000	157,08	1963,50	**50**
51	26 01	132 651	7,1414	3,7084	1,70757	19,6078	160,22	2042,82	51
52	27 04	140 608	7,2111	3,7325	1,71600	19,2308	163,36	2123,72	52
53	28 09	148 877	7,2801	3,7563	1,72428	18,8679	166,50	2206,18	53
54	29 16	157 464	7,3485	3,7798	1,73239	18,5185	169,65	2290,22	54
55	30 25	166 375	7,4162	3,8030	1,74036	18,1818	172,79	2375,83	55
56	31 36	175 616	7,4833	3,8259	1,74819	17,8571	175,93	2463,01	56
57	32 49	185 193	7,5498	3,8485	1,75587	17,5439	179,07	2551,76	57
58	33 64	195 112	7,6158	3,8709	1,76343	17,2414	182,21	2642,08	58
59	34 81	205 379	7,6811	3,8930	1,77085	16,9492	185,35	2733,97	59
60	36 00	216 000	7,7460	3,9149	1,77815	16,6667	188,50	2827,43	**60**
61	37 21	226 981	7,8102	3,9365	1,78533	16,3934	191,64	2922,47	61
62	38 44	238 328	7,8740	3,9579	1,79239	16,1290	194,78	3019,07	62
63	39 69	250 047	7,9373	3,9791	1,79934	15,8730	197,92	3117,25	63
64	40 96	262 144	8,0000	4,0000	1,80618	15,6250	201,06	3216,99	64
65	42 25	274 625	8,0623	4,0207	1,81291	15,3846	204,20	3318,31	65
66	43 56	287 496	8,1240	4,0412	1,81954	15,1515	207,35	3421,19	66
67	44 89	300 763	8,1854	4,0615	1,82607	14,9254	210,49	3525,65	67
68	46 24	314 432	8,2462	4,0817	1,83251	14,7059	213,63	3631,68	68
69	47 61	328 509	8,3066	4,1016	1,83885	14,4928	216,77	3739,28	69
70	49 00	343 000	8,3666	4,1213	1,84510	14,2857	219,91	3848,45	**70**
71	50 41	357 911	8,4261	4,1408	1,85126	14,0845	223,05	3959,19	71
72	51 84	373 248	8,4853	4,1602	1,85733	13,8889	226,19	4071,50	72
73	53 29	389 017	8,5440	4,1793	1,86332	13,6986	229,34	4185,39	73
74	54 76	405 224	8,6023	4,1983	1,86923	13,5135	232,48	4300,84	74
75	56 25	421 875	8,6603	4,2172	1,87506	13,3333	235,62	4417,86	75
76	57 76	438 976	8,7178	4,2358	1,88081	13,1579	238,76	4536,46	76
77	59 29	456 533	8,7750	4,2543	1,88649	12,9870	241,90	4656,63	77
78	60 84	474 552	8,8318	4,2727	1,89209	12,8205	245,04	4778,36	78
79	62 41	493 039	8,8882	4,2908	1,89763	12,6582	248,19	4901,67	79
80	64 00	512 000	8,9443	4,3089	1,90309	12,5000	251,33	5026,55	**80**
81	65 61	531 441	9,0000	4,3267	1,90849	12,3457	254,47	5153,00	81
82	67 24	551 368	9,0554	4,3445	1,91381	12,1951	257,61	5281,02	82
83	68 89	571 787	9,1104	4,3621	1,91908	12,0482	260,75	5410,61	83
84	70 56	592 704	9,1652	4,3795	1,92428	11,9048	263,89	5541,77	84
85	72 25	614 125	9,2195	4,3968	1,92942	11,7647	267,04	5674,50	85
86	73 96	636 056	9,2736	4,4140	1,93450	11,6279	270,18	5808,80	86
87	75 69	658 503	9,3274	4,4310	1,93952	11,4943	273,32	5944,68	87
88	77 44	681 472	9,3808	4,4480	1,94448	11,3636	276,46	6082,12	88
89	79 21	704 969	9,4340	4,4647	1,94939	11,2360	279,60	6221,14	89
90	81 00	729 000	9,4868	4,4814	1,95424	11,1111	282,74	6361,73	**90**
91	82 81	753 571	9,5394	4,4979	1,95904	10,9890	285,88	6503,88	91
92	84 64	778 688	9,5917	4,5144	1,96379	10,8696	289,03	6647,61	92
93	86 49	804 357	9,6437	4,5307	1,96848	10,7527	292,17	6792,91	93
94	88 36	830 584	9,6954	4,5468	1,97313	10,6383	295,31	6939,78	94
95	90 25	857 375	9,7468	4,5629	1,97772	10,5263	298,45	7088,22	95
96	92 16	884 736	9,7980	4,5789	1,98227	10,4167	301,59	7238,23	96
97	94 09	912 673	9,8489	4,5947	1,98677	10,3093	304,73	7389,81	97
98	96 04	941 192	9,8995	4,6104	1,99123	10,2041	307,88	7542,96	98
99	98 01	970 299	9,9499	4,6261	1,99564	10,1010	311,02	7697,69	99
100	1 00 00	1 000 000	10,0000	4,6416	2,00000	10,0000	314,16	7853,98	**100**

n	n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	log n	$\frac{100}{n}$	πn	$\frac{\pi n^2}{4}$	n
100	10000	1000000	10.0000	4.6416	2.00000	10.0000	314.16	7853.98	100
101	10201	1030301	10.0499	4.6570	2.00432	9.90099	317.30	8011.85	101
102	10404	1061208	10.0995	4.6723	2.00860	9.80392	320.44	8171.28	102
103	10609	1092727	10.1489	4.6875	2.01284	9.70874	323.58	8332.29	103
104	10816	1124864	10.1980	4.7027	2.01703	9.61538	326.73	8494.87	104
105	11025	1157625	10.2470	4.7177	2.02119	9.52381	329.87	8659.01	105
106	11236	1191016	10.2956	4.7326	2.02531	9.43396	333.01	8824.73	106
107	11449	1225043	10.3441	4.7475	2.02938	9.34579	336.15	8992.02	107
108	11664	1259712	10.3923	4.7622	2.03342	9.25926	339.29	9160.88	108
109	11881	1295029	10.4403	4.7769	2.03743	9.17431	342.43	9331.32	109
110	12100	1331000	10.4881	4.7914	2.04139	9.09091	345.58	9503.32	110
111	12321	1367631	10.5357	4.8059	2.04532	9.00901	348.72	9676.89	111
112	12544	1404928	10.5830	4.8203	2.04922	8.92857	351.86	9852.03	112
113	12769	1442897	10.6301	4.8346	2.05308	8.84956	355.00	10028.7	113
114	12996	1481544	10.6771	4.8488	2.05690	8.77193	358.14	10207.0	114
115	13225	1520875	10.7238	4.8629	2.06070	8.69565	361.28	10386.9	115
116	13456	1560896	10.7703	4.8770	2.06446	8.62069	364.42	10568.3	116
117	13689	1601613	10.8167	4.8910	2.06819	8.54701	367.57	10751.3	117
118	13924	1643032	10.8628	4.9049	2.07188	8.47458	370.71	10935.9	118
119	14161	1685159	10.9087	4.9187	2.07555	8.40336	373.85	11122.0	119
120	14400	1728000	10.9545	4.9324	2.07918	8.33333	376.99	11309.7	120
121	14641	1771561	11.0000	4.9461	2.08279	8.26446	380.13	11499.0	121
122	14884	1815848	11.0454	4.9597	2.08636	8.19672	383.27	11689.9	122
123	15129	1860867	11.0905	4.9732	2.08991	8.13008	386.42	11882.3	123
124	15376	1906624	11.1355	4.9866	2.09342	8.06452	389.56	12076.3	124
125	15625	1953125	11.1803	5.0000	2.09691	8.00000	392.70	12271.8	125
126	15876	2000376	11.2250	5.0133	2.10037	7.93651	395.84	12469.0	126
127	16129	2048383	11.2694	5.0265	2.10380	7.87402	398.98	12667.7	127
128	16384	2097152	11.3137	5.0397	2.10721	7.81250	402.12	12868.0	128
129	16641	2146689	11.3578	5.0528	2.11059	7.75194	405.27	13069.8	129
130	16900	2197000	11.4018	5.0658	2.11394	7.69231	408.41	13273.2	130
131	17161	2248091	11.4455	5.0788	2.11727	7.63359	411.55	13478.2	131
132	17424	2299968	11.4891	5.0916	2.12057	7.57576	414.69	13684.8	132
133	17689	2352637	11.5326	5.1045	2.12385	7.51880	417.83	13892.9	133
134	17956	2406104	11.5758	5.1172	2.12710	7.46269	420.97	14102.6	134
135	18225	2460375	11.6190	5.1299	2.13033	7.40741	424.12	14313.9	135
136	18496	2515456	11.6619	5.1426	2.13354	7.35294	427.26	14526.7	136
137	18769	2571353	11.7047	5.1551	2.13672	7.29927	430.40	14741.1	137
138	19044	2628072	11.7473	5.1676	2.13988	7.24638	433.54	14957.1	138
139	19321	2685619	11.7898	5.1801	2.14301	7.19424	436.68	15174.7	139
140	19600	2744000	11.8322	5.1925	2.14613	7.14286	439.82	15393.8	140
141	19881	2803221	11.8743	5.2048	2.14922	7.09220	442.96	15614.5	141
142	20164	2863288	11.9164	5.2171	2.15229	7.04225	446.11	15836.8	142
143	20449	2924207	11.9583	5.2293	2.15534	6.99301	449.25	16060.6	143
144	20736	2985984	12.0000	5.2415	2.15836	6.94444	452.39	16286.0	144
145	21025	3048625	12.0416	5.2536	2.16137	6.89655	455.53	16513.0	145
146	21316	3112136	12.0830	5.2656	2.16435	6.84932	458.67	16741.5	146
147	21609	3176523	12.1244	5.2776	2.16732	6.80272	461.81	16971.7	147
148	21904	3241792	12.1655	5.2896	2.17026	6.75676	464.96	17203.4	148
149	22201	3307949	12.2066	5.3015	2.17319	6.71141	468.10	17436.6	149
150	22500	3375000	12.2474	5.3133	2.17609	6.66667	471.24	17671.5	150

n	n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	$\log n$	$\frac{1000}{n}$	πn	$\frac{\pi n^2}{4}$	n
150	22500	3375000	12,2474	5,3133	2,17609	6,66667	471,24	17671,5	**150**
151	22801	3442951	12,2882	5,3251	2,17898	6,62252	474,38	17907,9	151
152	23104	3511808	12,3288	5,3368	2,18184	6,57895	477,52	18145,8	152
153	23409	3581577	12,3693	5,3485	2,18469	6,53595	480,66	18385,4	153
154	23716	3652264	12,4097	5,3601	2,18752	6,49351	483,81	18626,5	154
155	24025	3723875	12,4499	5,3717	2,19033	6,45161	486,95	18869,2	155
156	24336	3796416	12,4900	5,3832	2,19312	6,41026	490,09	19113,4	156
157	24649	3869893	12,5300	5,3947	2,19590	6,36943	493,23	19359,3	157
158	24964	3944312	12,5698	5,4061	2,19866	6,32911	496,37	19606,7	158
159	25281	4019679	12,6095	5,4175	2,20140	6,28931	499,51	19855,7	159
160	25600	4096000	12,6491	5,4288	2,20412	6,25000	502,65	20106,2	**160**
161	25921	4173281	12,6886	5,4401	2,20683	6,21118	505,80	20358,3	161
162	26244	4251528	12,7279	5,4514	2,20952	6,17284	508,94	20612,0	162
163	26569	4330747	12,7671	5,4626	2,21219	6,13497	512,08	20867,2	163
164	26896	4410944	12,8062	5,4737	2,21484	6,09756	515,22	21124,1	164
165	27225	4492125	12,8452	5,4848	2,21748	6,06061	518,36	21382,5	165
166	27556	4574296	12,8841	5,4959	2,22011	6,02410	521,50	21642,4	166
167	27889	4657463	12,9228	5,5069	2,22272	5,98802	524,65	21904,0	167
168	28224	4741632	12,9615	5,5178	2,22531	5,95238	527,79	22167,1	168
169	28561	4826809	13,0000	5,5288	2,22789	5,91716	530,93	22431,8	169
170	28900	4913000	13,0384	5,5397	2,23045	5,88235	534,07	22698,0	**170**
171	29241	5000211	13,0767	5,5505	2,23300	5,84795	537,21	22965,8	171
172	29584	5088448	13,1149	5,5613	2,23553	5,81395	540,35	23235,2	172
173	29929	5177717	13,1529	5,5721	2,23805	5,78035	543,50	23506,2	173
174	30276	5268024	13,1909	5,5828	2,24055	5,74713	546,64	23778,7	174
175	30625	5359375	13,2288	5,5934	2,24304	5,71429	549,78	24052,8	175
176	30976	5451776	13,2665	5,6041	2,24551	5,68182	552,92	24328,5	176
177	31329	5545233	13,3041	5,6147	2,24797	5,64972	556,06	24605,7	177
178	31684	5639752	13,3417	5,6252	2,25042	5,61798	559,20	24884,6	178
179	32041	5735339	13,3791	5,6357	2,25285	5,58659	562,35	25164,9	179
180	32400	5832000	13,4164	5,6462	2,25527	5,55556	565,49	25446,9	**180**
181	32761	5929741	13,4536	5,6567	2,25768	5,52486	568,63	25730,4	181
182	33124	6028568	13,4907	5,6671	2,26007	5,49451	571,77	26015,5	182
183	33489	6128487	13,5277	5,6774	2,26245	5,46448	574,91	26302,2	183
184	33856	6229504	13,5647	5,6877	2,26482	5,43478	578,05	26590,4	184
185	34225	6331625	13,6015	5,6980	2,26717	5,40541	581,19	26880,3	185
186	34596	6434856	13,6382	5,7083	2,26951	5,37634	584,34	27171,6	186
187	34969	6539203	13,6748	5,7185	2,27184	5,34759	587,48	27464,6	187
188	35344	6644672	13,7113	5,7287	2,27416	5,31915	590,62	27759,1	188
189	35721	6751269	13,7477	5,7388	2,27646	5,29101	593,76	28055,2	189
190	36100	6859000	13,7840	5,7489	2,27875	5,26316	596,90	28352,9	**190**
191	36481	6967871	13,8203	5,7590	2,28103	5,23560	600,04	28652,1	191
192	36864	7077888	13,8564	5,7690	2,28330	5,20833	603,19	28952,9	192
193	37249	7189057	13,8924	5,7790	2,28556	5,18135	606,33	29255,3	193
194	37636	7301384	13,9284	5,7890	2,28780	5,15464	609,47	29559,2	194
195	38025	7414875	13,9642	5,7989	2,29003	5,12821	612,61	29864,8	195
196	38416	7529536	14,0000	5,8088	2,29226	5,10204	615,75	30171,9	196
197	38809	7645373	14,0357	5,8186	2,29447	5,07614	618,89	30480,5	197
198	39204	7762392	14,0712	5,8285	2,29667	5,05051	622,04	30790,7	198
199	39601	7880599	14,1067	5,8383	2,29885	5,02513	625,18	31102,6	199
200	40000	8000000	14,1421	5,8480	2,30103	5,00000	628,32	31415,9	**200**

n	n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	log n	$\frac{1000}{n}$	πn	$\frac{\pi n^2}{4}$	n
200	40000	8000000	14,1421	5,8480	2,30103	5,00000	628,32	31415,9	**200**
201	40401	8120601	14,1774	5,8578	2,30320	4,97512	631,46	31730,9	201
202	40804	8242408	14,2127	5,8675	2,30535	4,95050	634,60	32047,4	202
203	41209	8365427	14,2478	5,8771	2,30750	4,92611	637,74	32365,5	203
204	41616	8489664	14,2829	5,8868	2,30963	4,90196	640,88	32685,1	204
205	42025	8615125	14,3178	5,8964	2,31175	4,87805	644,03	33006,4	205
206	42436	8741816	14,3527	5,9059	2,31387	4,85437	647,17	33329,2	206
207	42849	8869743	14,3875	5,9155	2,31597	4,83092	650,31	33653,5	207
208	43264	8998912	14,4222	5,9250	2,31806	4,80769	653,45	33979,5	208
209	43681	9129329	14,4568	5,9345	2,32015	4,78469	656,59	34307,0	209
210	44100	9261000	14,4914	5,9439	2,32222	4,76190	659,73	34636,1	**210**
211	44521	9393931	14,5258	5,9533	2,32428	4,73934	662,88	34966,7	211
212	44944	9528128	14,5602	5,9627	2,32634	4,71698	666,02	35298,9	212
213	45369	9663597	14,5945	5,9721	2,32838	4,69484	669,16	35632,7	213
214	45796	9800344	14,6287	5,9814	2,33041	4,67290	672,30	35968,1	214
215	46225	9938375	14,6629	5,9907	2,33244	4,65116	675,44	36305,0	215
216	46656	10077696	14,6969	6,0000	2,33445	4,62963	678,58	36643,5	216
217	47089	10218313	14,7309	6,0092	2,33646	4,60829	681,73	36983,6	217
218	47524	10360232	14,7648	6,0185	2,33846	4,58716	684,87	37325,3	218
219	47961	10503459	14,7986	6,0277	2,34044	4,56621	688,01	37668,5	219
220	48400	10648000	14,8324	6,0368	2,34242	4,54545	691,15	38013,3	**220**
221	48841	10793861	14,8661	6,0459	2,34439	4,52489	694,29	38359,6	221
222	49284	10941048	14,8997	6,0550	2,34635	4,50450	697,43	38707,6	222
223	49729	11089567	14,9332	6,0641	2,34830	4,48430	700,58	39057,1	223
224	50176	11239424	14,9666	6,0732	2,35025	4,46429	703,72	39408,1	224
225	50625	11390625	15,0000	6,0822	2,35218	4,44444	706,86	39760,8	225
226	51076	11543176	15,0333	6,0912	2,35411	4,42478	710,00	40115,0	226
227	51529	11697083	15,0665	6,1002	2,35603	4,40529	713,14	40470,8	227
228	51984	11852352	15,0997	6,1091	2,35793	4,38596	716,28	40828,1	228
229	52441	12008989	15,1327	6,1180	2,35984	4,36681	719,42	41187,1	229
230	52900	12167000	15,1658	6,1269	2,36173	4,34783	722,57	41547,6	**230**
231	53361	12326391	15,1987	6,1358	2,36361	4,32900	725,71	41909,6	231
232	53824	12487168	15,2315	6,1446	2,36549	4,31034	728,85	42273,3	232
233	54289	12649337	15,2643	6,1534	2,36736	4,29185	731,99	42638,5	233
234	54756	12812904	15,2971	6,1622	2,36922	4,27350	735,13	43005,3	234
235	55225	12977875	15,3297	6,1710	2,37107	4,25532	738,27	43373,6	235
236	55696	13144256	15,3623	6,1797	2,37291	4,23729	741,42	43743,5	236
237	56169	13312053	15,3948	6,1885	2,37475	4,21941	744,56	44115,0	237
238	56644	13481272	15,4272	6,1972	2,37658	4,20168	747,70	44488,1	238
239	57121	13651919	15,4596	6,2058	2,37840	4,18410	750,84	44862,7	239
240	57600	13824000	15,4919	6,2145	2,38021	4,16667	753,98	45238,9	**240**
241	58081	13997521	15,5242	6,2231	2,38202	4,14938	757,12	45616,7	241
242	58564	14172488	15,5563	6,2317	2,38382	4,13223	760,27	45996,1	242
243	59049	14348907	15,5885	6,2403	2,38561	4,11523	763,41	46377,0	243
244	59536	14526784	15,6205	6,2488	2,38739	4,09836	766,55	46759,5	244
245	60025	14706125	15,6525	6,2573	2,38917	4,08163	769,69	47143,5	245
246	60516	14886936	15,6844	6,2658	2,39094	4,06504	772,83	47529,2	246
247	61009	15069223	15,7162	6,2743	2,39270	4,04858	775,97	47916,4	247
248	61504	15252992	15,7480	6,2828	2,39445	4,03226	779,11	48305,1	248
249	62001	15438249	15,7797	6,2912	2,39620	4,01606	782,26	48695,5	249
250	62500	15625000	15,8114	6,2996	2,39794	4,00000	785,40	49087,4	**250**

n	n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	log n	$\frac{1000}{n}$	πn	$\frac{\pi n^2}{4}$	n
250	62500	15625000	15,8114	6,2996	2,39794	4,00000	785,40	49087,4	**250**
251	63001	15813251	15,8430	6,3080	2,39967	3,98406	788,54	49480,9	251
252	63504	16003008	15,8745	6,3164	2,40140	3,96825	791,68	49875,9	252
253	64009	16194277	15,9060	6,3247	2,40312	3,95257	794,82	50272,6	253
254	64516	16387064	15,9374	6,3330	2,40483	3,93701	797,96	50670,7	254
255	65025	16581375	15,9687	6,3413	2,40654	3,92157	801,11	51070,5	255
256	65536	16777216	16,0000	6,3496	2,40824	3,90625	804,25	51471,9	256
257	66049	16974593	16,0312	6,3579	2,40993	3,89105	807,39	51874,8	257
258	66564	17173512	16,0624	6,3661	2,41162	3,87597	810,53	52279,2	258
259	67081	17373979	16,0935	6,3743	2,41330	3,86100	813,67	52685,3	259
260	67600	17576000	16,1245	6,3825	2,41497	3,84615	816,81	53092,9	**260**
261	68121	17779581	16,1555	6,3907	2,41664	3,83142	819,96	53502,1	261
262	68644	17984728	16,1864	6,3988	2,41830	3,81679	823,10	53912,9	262
263	69169	18191447	16,2173	6,4070	2,41996	3,80228	826,24	54325,2	263
264	69696	18399744	16,2481	6,4151	2,42160	3,78788	829,38	54739,1	264
265	70225	18609625	16,2788	6,4232	2,42325	3,77358	832,52	55154,6	265
266	70756	18821096	16,3095	6,4312	2,42488	3,75940	835,66	55571,6	266
267	71289	19034163	16,3401	6,4393	2,42651	3,74532	838,81	55990,2	267
268	71824	19248832	16,3707	6,4473	2,42813	3,73134	841,95	56410,4	268
269	72361	19465109	16,4012	6,4553	2,42975	3,71747	845,09	56832,2	269
270	72900	19683000	16,4317	6,4633	2,43136	3,70370	848,23	57255,5	**270**
271	73441	19902511	16,4621	6,4713	2,43297	3,69004	851,37	57680,4	271
272	73984	20123648	16,4924	6,4792	2,43457	3,67647	854,51	58106,9	272
273	74529	20346417	16,5227	6,4872	2,43616	3,66300	857,65	58534,9	273
274	75076	20570824	16,5529	6,4951	2,43775	3,64964	860,80	58964,6	274
275	75625	20796875	16,5831	6,5030	2,43933	3,63636	863,94	59395,7	275
276	76176	21024576	16,6132	6,5108	2,44091	3,62319	867,08	59828,5	276
277	76729	21253933	16,6433	6,5187	2,44248	3,61011	870,22	60262,8	277
278	77284	21484952	16,6733	6,5265	2,44404	3,59712	873,36	60698,7	278
279	77841	21717639	16,7033	6,5343	2,44560	3,58423	876,50	61136,2	279
280	78400	21952000	16,7332	6,5421	2,44716	3,57143	879,65	61575,2	**280**
281	78961	22188041	16,7631	6,5499	2,44871	3,55872	882,79	62015,8	281
282	79524	22425768	16,7929	6,5577	2,45025	3,54610	885,93	62458,0	282
283	80089	22665187	16,8226	6,5654	2,45179	3,53357	889,07	62901,8	283
284	80656	22906304	16,8523	6,5731	2,45332	3,52113	892,21	63347,1	284
285	81225	23149125	16,8819	6,5808	2,45484	3,50877	895,35	63794,0	285
286	81796	23393656	16,9115	6,5885	2,45637	3,49650	898,50	64242,4	286
287	82369	23639903	16,9411	6,5962	2,45788	3,48432	901,64	64692,5	287
288	82944	23887872	16,9706	6,6039	2,45939	3,47222	904,78	65144,1	288
289	83521	24137569	17,0000	6,6115	2,46090	3,46021	907,92	65597,2	289
290	84100	24389000	17,0294	6,6191	2,46240	3,44828	911,06	66052,0	**290**
291	84681	24642171	17,0587	6,6267	2,46389	3,43643	914,20	66508,3	291
292	85264	24897088	17,0880	6,6343	2,46538	3,42466	917,35	66966,2	292
293	85849	25153757	17,1172	6,6419	2,46687	3,41297	920,49	67425,6	293
294	86436	25412184	17,1464	6,6494	2,46835	3,40136	923,63	67886,7	294
295	87025	25672375	17,1756	6,6569	2,46982	3,38983	926,77	68349,3	295
296	87616	25934336	17,2047	6,6644	2,47129	3,37838	929,91	68813,4	296
297	88209	26198073	17,2337	6,6719	2,47276	3,36700	933,05	69279,2	297
298	88804	26463592	17,2627	6,6794	2,47422	3,35570	936,19	69746,5	298
299	89401	26730899	17,2916	6,6869	2,47567	3,34448	939,34	70215,4	299
300	90000	27000000	17,3205	6,6943	2,47712	3,33333	942,48	70685,8	**300**

n	n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	$\log n$	$\frac{1000}{n}$	πn	$\frac{\pi n^2}{4}$	n
300	90000	27000000	17,3205	6,6943	2,47712	3,33333	942,48	70685,8	**300**
301	90601	27270901	17,3494	6,7018	2,47857	3,32226	945,62	71157,9	301
302	91204	27543608	17,3781	6,7092	2,48001	3,31126	948,76	71631,5	302
303	91809	27818127	17,4069	6,7166	2,48144	3,30033	951,90	72106,6	303
304	92416	28094464	17,4356	6,7240	2,48287	3,28947	955,04	72583,4	304
305	93025	28372625	17,4642	6,7313	2,48430	3,27869	958,19	73061,7	305
306	93636	28652616	17,4929	6,7387	2,48572	3,26797	961,33	73541,5	306
307	94249	28934443	17,5214	6,7460	2,48714	3,25733	964,47	74023,0	307
308	94864	29218112	17,5499	6,7533	2,48855	3,24675	967,61	74506,0	308
309	95481	29503629	17,5784	6,7606	2,48996	3,23625	970,75	74990,6	309
310	96100	29791000	17,6068	6,7679	2,49136	3,22581	973,89	75476,8	**310**
311	96721	30080231	17,6352	6,7752	2,49276	3,21543	977,04	75964,5	311
312	97344	30371328	17,6635	6,7824	2,49415	3,20513	980,18	76453,8	312
313	97969	30664297	17,6918	6,7897	2,49554	3,19489	983,32	76944,7	313
314	98596	30959144	17,7200	6,7969	2,49693	3,18471	986,46	77437,1	314
315	99225	31255875	17,7482	6,8041	2,49831	3,17460	989,60	77931,1	315
316	99856	31554496	17,7764	6,8113	2,49969	3,16456	992,74	78426,7	316
317	100489	31855013	17,8045	6,8185	2,50106	3,15457	995,88	78923,9	317
318	101124	32157432	17,8326	6,8256	2,50243	3,14465	999,03	79422,6	318
319	101761	32461759	17,8606	6,8328	2,50379	3,13480	1002,2	79922,9	319
320	102400	32768000	17,8885	6,8399	2,50515	3,12500	1005,3	80424,8	**320**
321	103041	33076161	17,9165	6,8470	2,50651	3,11526	1008,5	80928,2	321
322	103684	33386248	17,9444	6,8541	2,50786	3,10559	1011,6	81433,2	322
323	104329	33698267	17,9722	6,8612	2,50920	3,09598	1014,7	81939,8	323
324	104976	34012224	18,0000	6,8683	2,51055	3,08642	1017,9	82448,0	324
325	105625	34328125	18,0278	6,8753	2,51188	3,07692	1021,0	82957,7	325
326	106276	34645976	18,0555	6,8824	2,51322	3,06748	1024,2	83469,0	326
327	106929	34965783	18,0831	6,8894	2,51455	3,05810	1027,3	83981,8	327
328	107584	35287552	18,1108	6,8964	2,51587	3,04878	1030,4	84496,3	328
329	108241	35611289	18,1384	6,9034	2,51720	3,03951	1033,6	85012,3	329
330	108900	35937000	18,1659	6,9104	2,51851	3,03030	1036,7	85529,9	**330**
331	109561	36264691	18,1934	6,9174	2,51983	3,02115	1039,9	86049,0	331
332	110224	36594368	18,2209	6,9244	2,52114	3,01205	1043,0	86569,7	332
333	110889	36926037	18,2483	6,9313	2,52244	3,00300	1046,2	87092,0	333
334	111556	37259704	18,2757	6,9382	2,52375	2,99401	1049,3	87615,9	334
335	112225	37595375	18,3030	6,9451	2,52504	2,98507	1052,4	88141,3	335
336	112896	37933056	18,3303	6,9521	2,52634	2,97619	1055,6	88668,3	336
337	113569	38272753	18,3576	6,9589	2,52763	2,96736	1058,7	89196,9	337
338	114244	38614472	18,3848	6,9658	2,52892	2,95858	1061,9	89727,0	338
339	114921	38958219	18,4120	6,9727	2,53020	2,94985	1065,0	90258,7	339
340	115600	39304000	18,4391	6,9795	2,53148	2,94118	1068,1	90792,0	**340**
341	116281	39651821	18,4662	6,9864	2,53275	2,93255	1071,3	91326,9	341
342	116964	40001688	18,4932	6,9932	2,53403	2,92398	1074,4	91863,3	342
343	117649	40353607	18,5203	7,0000	2,53529	2,91545	1077,6	92401,3	343
344	118336	40707584	18,5472	7,0068	2,53656	2,90698	1080,7	92940,9	344
345	119025	41063625	18,5742	7,0136	,53782	2,89855	1083,8		345
346	119716	41421736	18,6011	7,020	,53908	2,89017			346
347	120409	41781923	18,6279	7	,54033	2,881			347
348	121104	42144192	18,6548		,54158				
349	121801	42508549	18,681						
350	122500	42875000	18,70						

n	n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	$\log n$	$\frac{1000}{n}$	πn	$\frac{\pi n^2}{4}$	n
350	122500	42875000	18,7083	7,0473	2,54407	2,85714	1099,6	96211,3	**350**
351	123201	43243551	18,7350	7,0540	2,54531	2,84900	1102,7	96761,8	351
352	123904	43614208	18,7617	7,0607	2,54654	2,84091	1105,8	97314,0	352
353	124609	43986977	18,7883	7,0674	2,54777	2,83286	1109,0	97867,7	353
354	125316	44361864	18,8149	7,0740	2,54900	2,82486	1112,1	98423,0	354
355	126025	44738875	18,8414	7,0807	2,55023	2,81690	1115,3	98979,8	355
356	126736	45118016	18,8680	7,0873	2,55145	2,80899	1118,4	99538,2	356
357	127449	45499293	18,8944	7,0940	2,55267	2,80112	1121,5	100098	357
358	128164	45882712	18,9209	7,1006	2,55388	2,79330	1124,7	100660	358
359	128881	46268279	18,9473	7,1072	2,55509	2,78552	1127,8	101223	359
360	129600	46656000	18,9737	7,1138	2,55630	2,77778	1131,0	101788	**360**
361	130321	47045881	19,0000	7,1204	2,55751	2,77008	1134,1	102354	361
362	131044	47437928	19,0263	7,1269	2,55871	2,76243	1137,3	102922	362
363	131769	47832147	19,0526	7,1335	2,55991	2,75482	1140,4	103491	363
364	132496	48228544	19,0788	7,1400	2,56110	2,74725	1143,5	104062	364
365	133225	48627125	19,1050	7,1466	2,56229	2,73973	1146,7	104635	365
366	133956	49027896	19,1311	7,1531	2,56348	2,73224	1149,8	105209	366
367	134689	49430863	19,1572	7,1596	2,56467	2,72480	1153,0	105785	367
368	135424	49836032	19,1833	7,1661	2,56585	2,71739	1156,1	106362	368
369	136161	50243409	19,2094	7,1726	2,56703	2,71003	1159,2	106941	369
370	136900	50653000	19,2354	7,1791	2,56820	2,70270	1162,4	107521	**370**
371	137641	51064811	19,2614	7,1855	2,56937	2,69542	1165,5	108103	371
372	138384	51478848	19,2873	7,1920	2,57054	2,68817	1168,7	108687	372
373	139129	51895117	19,3132	7,1984	2,57171	2,68097	1171,8	109272	373
374	139876	52313624	19,3391	7,2048	2,57287	2,67380	1175,0	109858	374
375	140625	52734375	19,3649	7,2112	2,57403	2,66667	1178,1	110447	375
376	141376	53157376	19,3907	7,2177	2,57519	2,65957	1181,2	111036	376
377	142129	53582633	19,4165	7,2240	2,57634	2,65252	1184,4	111628	377
378	142884	54010152	19,4422	7,2304	2,57749	2,64550	1187,5	112221	378
379	143641	54439939	19,4679	7,2368	2,57864	2,63852	1190,7	112815	379
380	144400	54872000	19,4936	7,2432	2,57978	2,63158	1193,8	113411	**380**
381	145161	55306341	19,5192	7,2495	2,58092	2,62467	1196,9	114009	381
382	145924	55742968	19,5448	7,2558	2,58206	2,61780	1200,1	114608	382
383	146689	56181887	19,5704	7,2622	2,58320	2,61097	1203,2	115209	383
384	147456	56623104	19,5959	7,2685	2,58433	2,60417	1206,4	115812	384
385	148225	57066625	19,6214	7,2748	2,58546	2,59740	1209,5	116416	385
386	148996	57512456	19,6469	7,2811	2,58659	2,59067	1212,7	117021	386
387	149769	57960603	19,6723	7,2874	2,58771	2,58398	1215,8	117628	387
388	150544	58411072	19,6977	7,2936	2,58883	2,57732	1218,9	118237	388
389	151321	58863869	19,7231	7,2999	2,58995	2,57069	1222,1	118847	389
390	152100	59319000	19,7484	7,3061	2,59106	2,56410	1225,2	119459	**390**
391	152881	59776471	19,7737	7,3124	2,59218	2,55754	1228,4	120072	391
392	153664	60236288	19,7990	7,3186	2,59329	2,55102	1231,5	120687	392
393	154449	60698457	19,8242	7,3248	2,59439	2,54453	1234,6	121304	393
394	155236	61162984	19,8494	7,3310	2,59550	2,53807	1237,8	121922	394
395	156025	61629875	19,8746	7,3372	2,59660	2,53165	1240,9	122542	395
396	156816	62099136	19,8997	7,3434	2,59770	2,52525	1244,1	123163	396
397	157609	62570773	19,9249	7,3496	2,59879	2,51889	1247,2	123786	397
398	158404	63044792	19,9499	7,3558	2,59988	2,51256	1250,4	124410	398
399	159201	63521199	19,9750	7,3619	2,60097	2,50627	1253,5	125036	399
400	160000	64000000	20,0000	7,3681	2,60206	2,50000	1256,6	125664	**400**

n	n²	n³	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	log n	$\frac{1000}{n}$	π n	$\frac{\pi n^2}{4}$	n
400	160000	64000000	20,0000	7,3681	2,60206	2,50000	1256,6	125664	**400**
401	160801	64481201	20,0250	7,3742	2,60314	2,49377	1259,8	126293	401
402	161604	64964808	20,0499	7,3803	2,60423	2,48756	1262,9	126923	402
403	162409	65450827	20,0749	7,3864	2,60531	2,48139	1266,1	127556	403
404	163216	65939264	20,0998	7,3925	2,60638	2,47525	1269,2	128190	404
405	164025	66430125	20,1246	7,3986	2,60746	2,46914	1272,3	128825	405
406	164836	66923416	20,1494	7,4047	2,60853	2,46305	1275,5	129462	406
407	165649	67419143	20,1742	7,4108	2,60959	2,45700	1278,6	130100	407
408	166464	67917312	20,1990	7,4169	2,61066	2,45098	1281,8	130741	408
409	167281	68417929	20,2237	7,4229	2,61172	2,44499	1284,9	131382	409
410	168100	68921000	20,2485	7,4290	2,61278	2,43902	1288,1	132025	**410**
411	168921	69426531	20,2731	7,4350	2,61384	2,43309	1291,2	132670	411
412	169744	69934528	20,2978	7,4410	2,61490	2,42718	1294,3	133317	412
413	170569	70444997	20,3224	7,4470	2,61595	2,42131	1297,5	133965	413
414	171396	70957944	20,3470	7,4530	2,61700	2,41546	1300,6	134614	414
415	172225	71473375	20,3715	7,4590	2,61805	2,40964	1303,8	135265	415
416	173056	71991296	20,3961	7,4650	2,61909	2,40385	1306,9	135918	416
417	173889	72511713	20,4206	7,4710	2,62014	2,39808	1310,0	136572	417
418	174724	73034632	20,4450	7,4770	2,62118	2,39234	1313,2	137228	418
419	175561	73560059	20,4695	7,4829	2,62221	2,38663	1316,3	137885	419
420	176400	74088000	20,4939	7,4889	2,62325	2,38095	1319,5	138544	**420**
421	177241	74618461	20,5183	7,4948	2,62428	2,37530	1322,6	139205	421
422	178084	75151448	20,5426	7,5007	2,62531	2,36967	1325,8	139867	422
423	178929	75686967	20,5670	7,5067	2,62634	2,36407	1328,9	140531	423
424	179776	76225024	20,5913	7,5126	2,62737	2,35849	1332,0	141196	424
425	180625	76765625	20,6155	7,5185	2,62839	2,35294	1335,2	141863	425
426	181476	77308776	20,6398	7,5244	2,62941	2,34742	1338,3	142531	426
427	182329	77854483	20,6640	7,5302	2,63043	2,34192	1341,5	143201	427
428	183184	78402752	20,6882	7,5361	2,63144	2,33645	1344,6	143872	428
429	184041	78953589	20,7123	7,5420	2,63246	2,33100	1347,7	144545	429
430	184900	79507000	20,7364	7,5478	2,63347	2,32558	1350,9	145220	**430**
431	185761	80062991	20,7605	7,5537	2,63448	2,32019	1354,0	145896	431
432	186624	80621508	20,7846	7,5595	2,63548	2,31481	1357,2	146574	432
433	187489	81182737	20,8087	7,5654	2,63649	2,30947	1360,3	147254	433
434	188356	81746504	20,8327	7,5712	2,63749	2,30415	1363,5	147934	434
435	189225	82312875	20,8567	7,5770	2,63849	2,29885	1366,6	148617	435
436	190096	82881856	20,8806	7,5828	2,63949	2,29358	1369,7	149301	436
437	190969	83453453	20,9045	7,5886	2,64048	2,28833	1372,9	149987	437
438	191844	84027672	20,9284	7,5944	2,64147	2,28311	1376,0	150674	438
439	192721	84604519	20,9523	7,6001	2,64246	2,27790	1379,2	151363	439
440	193600	85184000	20,9762	7,6059	2,64345	2,27273	1382,3	152053	**440**
441	194481	85766121	21,0000	7,6117	2,64444	2,26757	1385,4	152745	441
442	195364	86350888	21,0238	7,6174	2,64542	2,26244	1388,6	153439	442
443	196249	86938307	21,0476	7,6232	2,64640	2,25734	1391,7	154134	443
444	197136	87528384	21,0713	7,6289	2,64738	2,25225	1394,9	154830	444
445	198025	88121125	21,0950	7,6346	2,64836	2,24719	1398,0	155528	445
446	198916	88716536	21,1187	7,6403	2,64933	2,24215	1401,2	156228	446
447	199809	89314623	21,1424	7,6460	2,65031	2,23714	1404,3	156930	447
448	200704	89915392	21,1660	7,6517	2,65128	2,23214	1407,4	157633	448
449	201601	90518849	21,1896	7,6574	2,65225	2,22717	1410,6	158337	449
450	202500	91125000	21,2132	7,6631	2,65321	2,22222	1413,7	159043	**450**

n	n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	$\log n$	$\frac{1000}{n}$	πn	$\frac{\pi n^2}{4}$	n
450	202500	91125000	21,2132	7,6631	2,65321	2,22222	1413,7	159043	**450**
451	203401	91733851	21,2368	7,6688	2,65418	2,21729	1416,9	159751	451
452	204304	92345408	21,2603	7,6744	2,65514	2,21239	1420,0	160460	452
453	205209	92959677	21,2838	7,6801	2,65610	2,20751	1423,1	161171	453
454	206116	93576664	21,3073	7,6857	2,65706	2,20264	1426,3	161883	454
455	207025	94196375	21,3307	7,6914	2,65801	2,19780	1429,4	162597	455
456	207936	94818816	21,3542	7,6970	2,65896	2,19298	1432,6	163313	456
457	208849	95443993	21,3776	7,7026	2,65992	2,18818	1435,7	164030	457
458	209764	96071912	21,4009	7,7082	2,66087	2,18341	1438,8	164748	458
459	210681	96702579	21,4243	7,7138	2,66181	2,17865	1442,0	165468	459
460	211600	97336000	21,4476	7,7194	2,66276	2,17391	1445,1	166190	**460**
461	212521	97972181	21,4709	7,7250	2,66370	2,16920	1448,3	166914	461
462	213444	98611128	21,4942	7,7306	2,66464	2,16450	1451,4	167639	462
463	214369	99252847	21,5174	7,7362	2,66558	2,15983	1454,6	168365	463
464	215296	99897344	21,5407	7,7418	2,66652	2,15517	1457,7	169093	464
465	216225	100544625	21,5639	7,7473	2,66745	2,15054	1460,8	169823	465
466	217156	101194696	21,5870	7,7529	2,66839	2,14592	1464,0	170554	466
467	218089	101847563	21,6102	7,7584	2,66932	2,14133	1467,1	171287	467
468	219024	102503232	21,6333	7,7639	2,67025	2,13675	1470,3	172021	468
469	219961	103161709	21,6564	7,7695	2,67117	2,13220	1473,4	172757	469
470	220900	103823000	21,6795	7,7750	2,67210	2,12766	1476,5	173494	**470**
471	221841	104487111	21,7025	7,7805	2,67302	2,12314	1479,7	174234	471
472	222784	105154048	21,7256	7,7860	2,67394	2,11864	1482,8	174974	472
473	223729	105823817	21,7486	7,7915	2,67486	2,11416	1486,0	175716	473
474	224676	106496424	21,7715	7,7970	2,67578	2,10970	1489,1	176460	474
475	225625	107171875	21,7945	7,8025	2,67669	2,10526	1492,3	177205	475
476	226576	107850176	21,8174	7,8079	2,67761	2,10084	1495,4	177952	476
477	227529	108531333	21,8403	7,8134	2,67852	2,09644	1498,5	178701	477
478	228484	109215352	21,8632	7,8188	2,67943	2,09205	1501,7	179451	478
479	229441	109902239	21,8861	7,8243	2,68034	2,08768	1504,8	180203	479
480	230400	110592000	21,9089	7,8297	2,68124	2,08333	1508,0	180956	**480**
481	231361	111284641	21,9317	7,8352	2,68215	2,07900	1511,1	181711	481
482	232324	111980168	21,9545	7,8406	2,68305	2,07469	1514,2	182467	482
483	233289	112678587	21,9773	7,8460	2,68395	2,07039	1517,4	183225	483
484	234256	113379904	22,0000	7,8514	2,68485	2,06612	1520,5	183984	484
485	235225	114084125	22,0227	7,8568	2,68574	2,06186	1523,7	184745	485
486	236196	114791256	22,0454	7,8622	2,68664	2,05761	1526,8	185508	486
487	237169	115501303	22,0681	7,8676	2,68753	2,05339	1530,0	186272	487
488	238144	116214272	22,0907	7,8730	2,68842	2,04918	1533,1	187038	488
489	239121	116930169	22,1133	7,8784	2,68931	2,04499	1536,2	187805	489
490	240100	117649000	22,1359	7,8837	2,69020	2,04082	1539,4	188574	**490**
491	241081	118370771	22,1585	7,8891	2,69108	2,03666	1542,5	189345	491
492	242064	119095488	22,1811	7,8944	2,69197	2,03252	1545,7	190117	492
493	243049	119823157	22,2036	7,8998	2,69285	2,02840	1548,8	190890	493
494	244036	120553784	22,2261	7,9051	2,69373	2,02429	1551,9	191665	494
495	245025	121287375	22,2486	7,9105	2,69461	2,02020	1555,1	192442	495
496	246016	122023936	22,2711	7,9158	2,69548	2,01613	1558,2	193221	496
497	247009	122763473	22,2935	7,9211	2,69636	2,01207	1561,4	194000	497
498	248004	123505992	22,3159	7,9264	2,69723	2,00803	1564,5	194782	498
499	249001	124251499	22,3383	7,9317	2,69810	2,00401	1567,7	195565	499
500	250000	125000000	22,3607	7,9370	2,69897	2,00000	1570,8	196350	**500**

		$\frac{1000}{n}$	πn	$\frac{\pi n^2}{4}$	n
	2,00807	2,00000	1570,8	100350	**500**
	2,00884	1,99601	1573,0	197130	501
	2,70970	1,99203	1577,1	197923	502
	2,70157	1,98807	1580,2	198713	503
	2,70243	1,98413	1583,4	199504	504
	2,70320	1,98020	1586,5	200296	505
	2,70415	1,97628	1589,6	201090	506
	2,70501	1,97230	1592,8	201886	507
	2,70586	1,96850	1595,9	202683	508
	2,70672	1,96464	1599,1	203482	509
	2,70757	1,96078	1602,2	204282	**510**
	2,70842	1,95695	1605,4	205084	511
	2,70927	1,95312	1608,5	205887	512
	2,71012	1,94932	1611,6	206692	513
	2,71096	1,94553	1614,8	207499	514
	2,71181	1,94175	1617,9	208307	515
	2,71265	1,93798	1621,1	209117	516
	2,71349	1,93424	1624,2	209928	517
	2,71433	1,93050	1627,3	210741	518
	2,71517	1,92678	1630,5	211556	519
	2,71600	1,92308	1633,6	212372	**520**
	2,71684	1,91939	1636,8	213189	521
	2,71767	1,91571	1639,9	214008	522
	2,71850	1,91205	1643,1	214829	523
	2,71933	1,90840	1646,2	215651	524
	2,72016	1,90476	1649,3	216475	525
	2,72099	1,90114	1652,5	217301	526
	2,72181	1,89753	1655,6	218128	527
	2,72263	1,89394	1658,8	218956	528
	2,72345	1,89035	1661,9	219787	529
	2,72427	1,88678	1665,0	220618	**530**
	2,72509	1,88324	1668,2	221452	531
	2,72591	1,87970	1671,3	222287	532
	2,72673	1,87617	1674,5	223123	533
	2,72754	1,87266	1677,6	223961	534
	2,72835	1,86916	1680,8	224801	535
	2,72917	1,86567	1683,9	225642	536
	2,72998	1,86220	1687,0	226484	537
	2,73078	1,85874	1690,2	227329	538
	2,73159	1,85529	1693,3	228175	539
	2,73239	1,85185	1696,5	229022	**540**
	2,73320	1,84843	1699,6	229871	541
	2,73400	1,84502	1702,7	230722	542
	2,73480	1,84162	1705,9	231574	543
	2,73560	1,83824	1709,0	232428	544
	2,73640	1,83487	1712,2	233285	545
	2,73719	1,83151	1715,3	234143	546
	2,73799	1,82816	1718,5	235003	547
	2,73878	1,82482	1721,6	235865	548
	2,73957	1,82149	1724,7	236729	549
	2,74036	1,81818	1727,9	237593	**550**

n	n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	$\log n$	$\frac{1000}{n}$	πn	$\frac{\pi n^2}{4}$	n
550	302500	166375000	23,4521	8,1932	2,74036	1,81818	1727,9	237583	**550**
551	303601	167284151	23,4734	8,1982	2,74115	1,81488	1731,0	238448	551
552	304704	168196608	23,4947	8,2031	2,74194	1,81159	1734,2	239314	552
553	305809	169112377	23,5160	8,2081	2,74273	1,80832	1737,3	240182	553
554	306916	170031464	23,5372	8,2130	2,74351	1,80505	1740,4	241051	554
555	308025	170953875	23,5584	8,2180	2,74429	1,80180	1743,6	241922	555
556	309136	171879616	23,5797	8,2229	2,74507	1,79856	1746,7	242795	556
557	310249	172808693	23,6008	8,2278	2,74586	1,79533	1749,9	243669	557
558	311364	173741112	23,6220	8,2327	2,74663	1,79211	1753,0	244545	558
559	312481	174676879	23,6432	8,2377	2,74741	1,78891	1756,2	245422	559
560	313600	175616000	23,6643	8,2426	2,74819	1,78571	1759,3	246301	**560**
561	314721	176558481	23,6854	8,2475	2,74896	1,78253	1762,4	247181	561
562	315844	177504328	23,7065	8,2524	2,74974	1,77936	1765,6	248063	562
563	316969	178453547	23,7276	8,2573	2,75051	1,77620	1768,7	248947	563
564	318096	179406144	23,7487	8,2621	2,75128	1,77305	1771,9	249832	564
565	319225	180362125	23,7697	8,2670	2,75205	1,76991	1775,0	250719	565
566	320356	181321496	23,7908	8,2719	2,75282	1,76678	1778,1	251607	566
567	321489	182284263	23,8118	8,2768	2,75358	1,76367	1781,3	252497	567
568	322624	183250432	23,8328	8,2816	2,75435	1,76056	1784,4	253388	568
569	323761	184220009	23,8537	8,2865	2,75511	1,75747	1787,6	254281	569
570	324900	185193000	23,8747	8,2913	2,75587	1,75439	1790,7	255176	**570**
571	326041	186169411	23,8956	8,2962	2,75664	1,75131	1793,8	256072	571
572	327184	187149248	23,9165	8,3010	2,75740	1,74825	1797,0	256970	572
573	328329	188132517	23,9374	8,3059	2,75815	1,74520	1800,1	257869	573
574	329476	189119224	23,9583	8,3107	2,75891	1,74216	1803,3	258770	574
575	330625	190109375	23,9792	8,3155	2,75967	1,73913	1806,4	259672	575
576	331776	191102976	24,0000	8,3203	2,76042	1,73611	1809,6	260576	576
577	332929	192100033	24,0208	8,3251	2,76118	1,73310	1812,7	261482	577
578	334084	193100552	24,0416	8,3300	2,76193	1,73010	1815,8	262389	578
579	335241	194104539	24,0624	8,3348	2,76268	1,72712	1819,0	263298	579
580	336400	195112000	24,0832	8,3396	2,76343	1,72414	1822,1	264208	**580**
581	337561	196122941	24,1039	8,3443	2,76418	1,72117	1825,3	265120	581
582	338724	197137368	24,1247	8,3491	2,76492	1,71821	1828,4	266033	582
583	339889	198155287	24,1454	8,3539	2,76567	1,71527	1831,6	266948	583
584	341056	199176704	24,1661	8,3587	2,76641	1,71233	1834,7	267865	584
585	342225	200201625	24,1868	8,3634	2,76716	1,70940	1837,8	268783	585
586	343396	201230056	24,2074	8,3682	2,76790	1,70648	1841,0	269703	586
587	344569	202262003	24,2281	8,3730	2,76864	1,70358	1844,1	270624	587
588	345744	203297472	24,2487	8,3777	2,76938	1,70068	1847,3	271547	588
589	346921	204336469	24,2693	8,3825	2,77012	1,69779	1850,4	272471	589
590	348100	205379000	24,2899	8,3872	2,77085	1,69492	1853,5	273397	**590**
591	349281	206425071	24,3105	8,3919	2,77159	1,69205	1856,7	274325	591
592	350464	207474688	24,3311	8,3967	2,77232	1,68919	1859,8	275254	592
593	351649	208527857	24,3516	8,4014	2,77305	1,68634	1863,0	276184	593
594	352836	209584584	24,3721	8,4061	2,77379	1,68350	1866,1	277117	594
595	354025	210644875	24,3926	8,4108	2,77452	1,68067	1869,2	278051	595
596	355216	211708736	24,4131	8,4155	2,77525	1,67785	1872,4	278986	596
597	356409	212776173	24,4336	8,4202	2,77597	1,67504	1875,5	279923	597
598	357604	213847192	24,4540	8,4249	2,77670	1,67224	1878,7	280862	598
599	358801	214921799	24,4745	8,4296	2,77743	1,66945	1881,8	281802	599
600	360000	216000000	24,4949	8,4343	2,77815	1,66667	1885,0	282743	**600**

n	n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	log n	$\frac{1000}{n}$	πn	$\frac{\pi n^2}{4}$	n
600	360000	216000000	24,4949	8,4343	2,77815	1,66667	1885,0	282743	**600**
601	361201	217081801	24,5153	8,4390	2,77887	1,66389	1888,1	283687	601
602	362404	218167208	24,5357	8,4437	2,77960	1,66113	1891,2	284631	602
603	363609	219256227	24,5561	8,4484	2,78032	1,65837	1894,4	285578	603
604	364816	220348864	24,5764	8,4530	2,78104	1,65563	1897,5	286526	604
605	366025	221445125	24,5967	8,4577	2,78176	1,65289	1900,7	287475	605
606	367236	222545016	24,6171	8,4623	2,78247	1,65017	1903,8	288426	606
607	368449	223648543	24,6374	8,4670	2,78319	1,64745	1906,9	289379	607
608	369664	224755712	24,6577	8,4716	2,78390	1,64474	1910,1	290333	608
609	370881	225866529	24,6779	8,4763	2,78462	1,64204	1913,2	291289	609
610	372100	226981000	24,6982	8,4809	2,78533	1,63934	1916,4	292247	**610**
611	373321	228099131	24,7184	8,4856	2,78604	1,63666	1919,5	293206	611
612	374544	229220928	24,7386	8,4902	2,78675	1,63399	1922,7	294166	612
613	375769	230346397	24,7588	8,4948	2,78746	1,63132	1925,8	295128	613
614	376996	231475544	24,7790	8,4994	2,78817	1,62866	1928,9	296092	614
615	378225	232608375	24,7992	8,5040	2,78888	1,62602	1932,1	297057	615
616	379456	233744896	24,8193	8,5086	2,78958	1,62338	1935,2	298024	616
617	380689	234885113	24,8395	8,5132	2,79029	1,62075	1938,4	298992	617
618	381924	236029032	24,8596	8,5178	2,79099	1,61812	1941,5	299962	618
619	383161	237176659	24,8797	8,5224	2,79169	1,61551	1944,6	300934	619
620	384400	238328000	24,8998	8,5270	2,79239	1,61290	1947,8	301907	**620**
621	385641	239483061	24,9199	8,5316	2,79309	1,61031	1950,9	302882	621
622	386884	240641848	24,9399	8,5362	2,79379	1,60772	1954,1	303858	622
623	388129	241804367	24,9600	8,5408	2,79449	1,60514	1957,2	304836	623
624	389376	242970624	24,9800	8,5453	2,79518	1,60256	1960,4	305815	624
625	390625	244140625	25,0000	8,5499	2,79588	1,60000	1963,5	306796	625
626	391876	245314376	25,0200	8,5544	2,79657	1,59744	1966,6	307779	626
627	393129	246491883	25,0400	8,5590	2,79727	1,59490	1969,8	308763	627
628	394384	247673152	25,0599	8,5635	2,79796	1,59236	1972,9	309748	628
629	395641	248858189	25,0799	8,5681	2,79865	1,58983	1976,1	310736	629
630	396900	250047000	25,0998	8,5726	2,79934	1,58730	1979,2	311725	**630**
631	398161	251239591	25,1197	8,5772	2,80003	1,58479	1982,3	312715	631
632	399424	252435968	25,1396	8,5817	2,80072	1,58228	1985,5	313707	632
633	400689	253636137	25,1595	8,5862	2,80140	1,57978	1988,6	314700	633
634	401956	254840104	25,1794	8,5907	2,80209	1,57729	1991,8	315696	634
635	403225	256047875	25,1992	8,5952	2,80277	1,57480	1994,9	316692	635
636	404496	257259456	25,2190	8,5997	2,80346	1,57233	1998,1	317690	636
637	405769	258474853	25,2389	8,6043	2,80414	1,56986	2001,2	318690	637
638	407044	259694072	25,2587	8,6088	2,80482	1,56740	2004,3	319692	638
639	408321	260917119	25,2784	8,6132	2,80550	1,56495	2007,5	320695	639
640	409600	262144000	25,2982	8,6177	2,80618	1,56250	2010,6	321699	**640**
641	410881	263374721	25,3180	8,6222	2,80686	1,56006	2013,8	322705	641
642	412164	264609288	25,3377	8,6267	2,80754	1,55763	2016,9	323713	642
643	413449	265847707	25,3574	8,6312	2,80821	1,55521	2020,0	324722	643
644	414736	267089984	25,3772	8,6357	2,80889	1,55280	2023,2	325733	644
645	416025	268336125	25,3969	8,6401	2,80956	1,55039	2026,3	326745	645
646	417316	269586136	25,4165	8,6446	2,81023	1,54799	2029,5	327759	646
647	418609	270840023	25,4362	8,6490	2,81090	1,54560	2032,6	328775	647
648	419904	272097792	25,4558	8,6535	2,81158	1,54321	2035,8	329792	648
649	421201	273359449	25,4755	8,6579	2,81224	1,54083	2038,9	330810	649
650	422500	274625000	25,4951	8,6624	2,81291	1,53846	2042,0	331831	**650**

n	n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	$\log n$	$\frac{1000}{n}$	πn	$\frac{\pi n^2}{4}$	n
650	422500	274625000	25,4951	8,6624	2,81291	1,53846	2042,0	331831	**650**
651	423801	275894451	25,5147	8,6668	2,81358	1,53610	2045,2	332853	651
652	425104	277167808	25,5343	8,6713	2,81425	1,53374	2048,3	333876	652
653	426409	278445077	25,5539	8,6757	2,81491	1,53139	2051,5	334901	653
654	427716	279726264	25,5734	8,6801	2,81558	1,52905	2054,6	335927	654
655	429025	281011375	25,5930	8,6845	2,81624	1,52672	2057,7	336955	655
656	430336	282300416	25,6125	8,6890	2,81690	1,52439	2060,9	337985	656
657	431649	283593393	25,6320	8,6934	2,81757	1,52207	2064,0	339016	657
658	432964	284890312	25,6515	8,6978	2,81823	1,51976	2067,2	340049	658
659	434281	286191179	25,6710	8,7022	2,81889	1,51745	2070,3	341084	659
660	435600	287496000	25,6905	8,7066	2,81954	1,51515	2073,5	342119	**660**
661	436921	288804781	25,7099	8,7110	2,82020	1,51286	2076,6	343157	661
662	438244	290117528	25,7294	8,7154	2,82086	1,51057	2079,7	344196	662
663	439569	291434247	25,7488	8,7198	2,82151	1,50830	2082,9	345237	663
664	440896	292754944	25,7682	8,7241	2,82217	1,50602	2086,0	346279	664
665	442225	294079625	25,7876	8,7285	2,82282	1,50376	2089,2	347323	665
666	443556	295408296	25,8070	8,7329	2,82347	1,50150	2092,3	348368	666
667	444889	296740963	25,8263	8,7373	2,82413	1,49925	2095,4	349415	667
668	446224	298077632	25,8457	8,7416	2,82478	1,49701	2098,6	350464	668
669	447561	299418309	25,8650	8,7460	2,82543	1,49477	2101,7	351514	669
670	448900	300763000	25,8844	8,7503	2,82607	1,49254	2104,9	352565	**670**
671	450241	302111711	25,9037	8,7547	2,82672	1,49031	2108,0	353618	671
672	451584	303464448	25,9230	8,7590	2,82737	1,48810	2111,2	354673	672
673	452929	304821217	25,9422	8,7634	2,82802	1,48588	2114,3	355730	673
674	454276	306182024	25,9615	8,7677	2,82866	1,48368	2117,4	356788	674
675	455625	307546875	25,9808	8,7721	2,82930	1,48148	2120,6	357847	675
676	456976	308915776	26,0000	8,7764	2,82995	1,47929	2123,7	358908	676
677	458329	310288733	26,0192	8,7807	2,83059	1,47710	2126,9	359971	677
678	459684	311665752	26,0384	8,7850	2,83123	1,47493	2130,0	361035	678
679	461041	313046839	26,0576	8,7893	2,83187	1,47275	2133,1	362101	679
680	462400	314432000	26,0768	8,7937	2,83251	1,47059	2136,3	363168	**680**
681	463761	315821241	26,0960	8,7980	2,83315	1,46843	2139,4	364237	681
682	465124	317214568	26,1151	8,8023	2,83378	1,46628	2142,6	365308	682
683	466489	318611987	26,1343	8,8066	2,83442	1,46413	2145,7	366380	683
684	467856	320013504	26,1534	8,8109	2,83506	1,46199	2148,8	367453	684
685	469225	321419125	26,1725	8,8152	2,83569	1,45985	2152,0	368528	685
686	470596	322828856	26,1916	8,8194	2,83632	1,45773	2155,1	369605	686
687	471969	324242703	26,2107	8,8237	2,83696	1,45560	2158,3	370684	687
688	473344	325660672	26,2298	8,8280	2,83759	1,45349	2161,4	371764	688
689	474721	327082769	26,2488	8,8323	2,83822	1,45138	2164,6	372845	689
690	476100	328509000	26,2679	8,8366	2,83885	1,44928	2167,7	373928	**690**
691	477481	329939371	26,2869	8,8408	2,83948	1,44718	2170,8	375013	691
692	478864	331373888	26,3059	8,8451	2,84011	1,44509	2174,0	376099	692
693	480249	332812557	26,3249	8,8493	2,84073	1,44300	2177,1	377187	693
694	481636	334255384	26,3439	8,8536	2,84136	1,44092	2180,3	378276	694
695	483025	335702375	26,3629	8,8578	2,84198	1,43885	2183,4	379367	695
696	484416	337153536	26,3818	8,8621	2,84261	1,43678	2186,5	380459	696
697	485809	338608873	26,4008	8,8663	2,84323	1,43472	2189,7	381553	697
698	487204	340068392	26,4197	8,8706	2,84386	1,43266	2192,8	382649	698
699	488601	341532099	26,4386	8,8748	2,84448	1,43062	2196,0	383746	699
700	490000	343000000	26,4575	8,8790	2,84510	1,42857	2199,1	384845	**700**

n	n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	$\log n$	$\frac{1000}{n}$	πn	$\frac{\pi n^2}{4}$	n
700	490000	343000000	26,4575	8,8790	2,84510	1,42857	2199,1	384845	**700**
701	491401	344472101	26,4764	8,8833	2,84572	1,42653	2202,3	385945	701
702	492804	345948408	26,4953	8,8875	2,84634	1,42450	2205,4	387047	702
703	494209	347428927	26,5141	8,8917	2,84696	1,42248	2208,5	388151	703
704	495616	348913664	26,5330	8,8959	2,84757	1,42045	2211,7	389256	704
705	497025	350402625	26,5518	8,9001	2,84819	1,41844	2214,8	390363	705
706	498436	351895816	26,5707	8,9043	2,84880	1,41643	2218,0	391471	706
707	499849	353393243	26,5895	8,9085	2,84942	1,41443	2221,1	392580	707
708	501264	354894912	26,6083	8,9127	2,85003	1,41243	2224,2	393692	708
709	502681	356400829	26,6271	8,9169	2,85065	1,41044	2227,4	394805	709
710	504100	357911000	26,6458	8,9211	2,85126	1,40845	2230,5	395919	**710**
711	505521	359425431	26,6646	8,9253	2,85187	1,40647	2233,7	397035	711
712	506944	360944128	26,6833	8,9295	2,85248	1,40449	2236,8	398153	712
713	508369	362467097	26,7021	8,9337	2,85309	1,40252	2240,0	399272	713
714	509796	363994344	26,7208	8,9378	2,85370	1,40056	2243,1	400393	714
715	511225	365525875	26,7395	8,9420	2,85431	1,39860	2246,2	401515	715
716	512656	367061696	26,7582	8,9462	2,85491	1,39665	2249,4	402639	716
717	514089	368601813	26,7769	8,9503	2,85552	1,39470	2252,5	403765	717
718	515524	370146232	26,7955	8,9545	2,85612	1,39276	2255,7	404892	718
719	516961	371694959	26,8142	8,9587	2,85673	1,39082	2258,8	406020	719
720	518400	373248000	26,8328	8,9628	2,85733	1,38889	2261,9	407150	**720**
721	519841	374805361	26,8514	8,9670	2,85794	1,38696	2265,1	408282	721
722	521284	376367048	26,8701	8,9711	2,85854	1,38504	2268,2	409415	722
723	522729	377933067	26,8887	8,9752	2,85914	1,38313	2271,4	410550	723
724	524176	379503424	26,9072	8,9794	2,85974	1,38122	2274,5	411687	724
725	525625	381078125	26,9258	8,9835	2,86034	1,37931	2277,7	412825	725
726	527076	382657176	26,9444	8,9876	2,86094	1,37741	2280,8	413965	726
727	528529	384240583	26,9629	8,9918	2,86153	1,37552	2283,9	415106	727
728	529984	385828352	26,9815	8,9959	2,86213	1,37363	2287,1	416248	728
729	531441	387420489	27,0000	9,0000	2,86273	1,37174	2290,2	417393	729
730	532900	389017000	27,0185	9,0041	2,86332	1,36986	2293,4	418539	**730**
731	534361	390617891	27,0370	9,0082	2,86392	1,36799	2296,5	419686	731
732	535824	392223168	27,0555	9,0123	2,86451	1,36612	2299,6	420835	732
733	537289	393832837	27,0740	9,0164	2,86510	1,36426	2302,8	421986	733
734	538756	395446904	27,0924	9,0205	2,86570	1,36240	2305,9	423138	734
735	540225	397065375	27,1109	9,0246	2,86629	1,36054	2309,1	424293	735
736	541696	398688256	27,1293	9,0287	2,86688	1,35870	2312,2	425447	736
737	543169	400315553	27,1477	9,0328	2,86747	1,35685	2315,4	426604	737
738	544644	401947272	27,1662	9,0369	2,86806	1,35501	2318,5	427762	738
739	546121	403583419	27,1846	9,0410	2,86864	1,35318	2321,6	428922	739
740	547600	405224000	27,2029	9,0450	2,86923	1,35135	2324,8	430084	**740**
741	549081	406869021	27,2213	9,0491	2,86982	1,34953	2327,9	431247	741
742	550564	408518488	27,2397	9,0532	2,87040	1,34771	2331,1	432412	742
743	552049	410172407	27,2580	9,0572	2,87099	1,34590	2334,2	433578	743
744	553536	411830784	27,2764	9,0613	2,87157	1,34409	2337,3	434746	744
745	555025	413493625	27,2947	9,0654	2,87216	1,34228	2340,5	435916	745
746	556516	415160936	27,3130	9,0694	2,87274	1,34048	2343,6	437087	746
747	558009	416832723	27,3313	9,0735	2,87332	1,33869	2346,8	438259	747
8	559504	418508992	27,3496	9,0775	2,87390	1,33690	2349,9	439433	748
	561001	420189749	27,3679	9,0816	2,87448	1,33511	2353,1	440609	749
	562500	421875000	27,3861	9,0856	2,87506	1,33333	2356,2	441786	**750**

n	n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	$\log n$	$\frac{1000}{n}$	πn	$\frac{\pi n^2}{4}$	n
750	562500	421875000	27,3861	9,0856	2,87506	1,33333	2356,2	441786	**750**
751	564001	423564751	27,4044	9,0896	2,87564	1,33156	2359,3	442965	751
752	565504	425259008	27,4226	9,0937	2,87622	1,32979	2362,5	444146	752
753	567009	426957777	27,4408	9,0977	2,87679	1,32802	2365,6	445328	753
754	568516	428661064	27,4591	9,1017	2,87737	1,32626	2368,8	446511	754
755	570025	430368875	27,4773	9,1057	2,87795	1,32450	2371,9	447697	755
756	571536	432081216	27,4955	9,1098	2,87852	1,32275	2375,0	448883	756
757	573049	433798093	27,5136	9,1138	2,87910	1,32100	2378,2	450072	757
758	574564	435519512	27,5318	9,1178	2,87967	1,31926	2381,3	451262	758
759	576081	437245479	27,5500	9,1218	2,88024	1,31752	2384,5	452453	759
760	577600	438976000	27,5681	9,1258	2,88081	1,31579	2387,6	453646	**760**
761	579121	440711081	27,5862	9,1298	2,88138	1,31406	2390,8	454841	761
762	580644	442450728	27,6043	9,1338	2,88195	1,31234	2393,9	456037	762
763	582169	444194947	27,6225	9,1378	2,88252	1,31062	2397,0	457234	763
764	583696	445943744	27,6405	9,1418	2,88309	1,30890	2400,2	458434	764
765	585225	447697125	27,6586	9,1458	2,88366	1,30719	2403,3	459635	765
766	586756	449455096	27,6767	9,1498	2,88423	1,30548	2406,5	460837	766
767	588289	451217663	27,6948	9,1537	2,88480	1,30378	2409,6	462041	767
768	589824	452984832	27,7128	9,1577	2,88536	1,30208	2412,7	463247	768
769	591361	454756609	27,7308	9,1617	2,88593	1,30039	2415,9	464454	769
770	592900	456533000	27,7489	9,1657	2,88649	1,29870	2419,0	465663	**770**
771	594441	458314011	27,7669	9,1696	2,88705	1,29702	2422,2	466873	771
772	595984	460099648	27,7849	9,1736	2,88762	1,29534	2425,3	468085	772
773	597529	461889917	27,8029	9,1775	2,88818	1,29366	2428,5	469298	773
774	599076	463684824	27,8209	9,1815	2,88874	1,29199	2431,6	470513	774
775	600625	465484375	27,8388	9,1855	2,88930	1,29032	2434,7	471730	775
776	602176	467288576	27,8568	9,1894	2,88986	1,28866	2437,9	472948	776
777	603729	469097433	27,8747	9,1933	2,89042	1,28700	2441,0	474168	777
778	605284	470910952	27,8927	9,1973	2,89098	1,28535	2444,2	475389	778
779	606841	472729139	27,9106	9,2012	2,89154	1,28370	2447,3	476612	779
780	608400	474552000	27,9285	9,2052	2,89209	1,28205	2450,4	477836	**780**
781	609961	476379541	27,9464	9,2091	2,89265	1,28041	2453,6	479062	781
782	611524	478211768	27,9643	9,2130	2,89321	1,27877	2456,7	480290	782
783	613089	480048687	27,9821	9,2170	2,89376	1,27714	2459,9	481519	783
784	614656	481890304	28,0000	9,2209	2,89432	1,27551	2463,0	482750	784
785	616225	483736625	28,0179	9,2248	2,89487	1,27389	2466,2	483982	785
786	617796	485587656	28,0357	9,2287	2,89542	1,27226	2469,3	485216	786
787	619369	487443403	28,0535	9,2326	2,89597	1,27065	2472,4	486451	787
788	620944	489303872	28,0713	9,2365	2,89653	1,26904	2475,6	487688	788
789	622521	491169069	28,0891	9,2404	2,89708	1,26743	2478,7	488927	789
790	624100	493039000	28,1069	9,2443	2,89763	1,26582	2481,9	490167	**790**
791	625681	494913671	28,1247	9,2482	2,89818	1,26422	2485,0	491409	791
792	627264	496793088	28,1425	9,2521	2,89873	1,26263	2488,1	492652	792
793	628849	498677257	28,1603	9,2560	2,89927	1,26103	2491,3	493897	793
794	630436	500566184	28,1780	9,2599	2,89982	1,25945	2494,4	495143	794
795	632025	502459875	28,1957	9,2638	2,90037	1,25786	2497,6	496391	795
796	633616	504358336	28,2135	9,2677	2,90091	1,25628	2500,7	497641	796
797	635209	506261573	28,2312	9,2716	2,90146	1,25471	2503,8	498892	797
798	636804	508169592	28,2489	9,2754	2,90200	1,25313	2507,0	500145	798
799	638401	510082399	28,2666	9,2793	2,90255	1,25156	2510,1	501399	799
800	640000	512000000	28,2843	9,2832	2,90309	1,25000	2513,3	502655	**800**

n	n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	log n	$\frac{1000}{n}$	πn	$\frac{\pi n^2}{4}$	n
900	810000	729000000	30,0000	9,6549	2,95424	1,11111	2827,4	636173	**900**
901	811801	731432701	30,0167	9,6585	2,95472	1,10988	2830,6	637587	901
902	813604	733870808	30,0333	9,6620	2,95521	1,10865	2833,7	639003	902
903	815409	736314327	30,0500	9,6656	2,95569	1,10742	2836,9	640421	903
904	817216	738763264	30,0666	9,6692	2,95617	1,10619	2840,0	641840	904
905	819025	741217625	30,0832	9,6727	2,95665	1,10497	2843,1	643261	905
906	820836	743677416	30,0998	9,6763	2,95713	1,10375	2846,3	644683	906
907	822649	746142643	30,1164	9,6799	2,95761	1,10254	2849,4	646107	907
908	824464	748613312	30,1330	9,6834	2,95809	1,10132	2852,6	647533	908
909	826281	751089429	30,1496	9,6870	2,95856	1,10011	2855,7	648960	909
910	828100	753571000	30,1662	9,6905	2,95904	1,09890	2858,8	650388	**910**
911	829921	756058031	30,1828	9,6941	2,95952	1,09796	2862,0	651818	911
912	831744	758550528	30,1993	9,6976	2,95999	1,09649	2865,1	653250	912
913	833569	761048497	30,2159	9,7012	2,96047	1,09529	2868,3	654684	913
914	835396	763551944	30,2324	9,7047	2,96095	1,09409	2871,4	656118	914
915	837225	766060875	30,2490	9,7082	2,96142	1,09290	2874,6	657555	915
916	839056	768575296	30,2655	9,7118	2,96190	1,09170	2877,7	658993	916
917	840889	771095213	30,2820	9,7153	2,96237	1,09051	2880,8	660433	917
918	842724	773620632	30,2985	9,7188	2,96284	1,08932	2884,0	661874	918
919	844561	776151559	30,3150	9,7224	2,96332	1,08814	2887,1	663317	919
920	846400	778688000	30,3315	9,7259	2,96379	1,08696	2890,3	664761	**920**
921	848241	781229961	30,3480	9,7294	2,96426	1,08578	2893,4	666207	921
922	850084	783777448	30,3645	9,7329	2,96473	1,08460	2896,5	667654	922
923	851929	786330467	30,3809	9,7364	2,96520	1,08342	2899,7	669103	923
924	853776	788889024	30,3974	9,7400	2,96567	1,08225	2902,8	670554	924
925	855625	791453125	30,4138	9,7435	2,96614	1,08108	2906,0	672006	925
926	857476	794022776	30,4302	9,7470	2,96661	1,07991	2909,1	673460	926
927	859329	796597983	30,4467	9,7505	2,96708	1,07875	2912,3	674915	927
928	861184	799178752	30,4631	9,7540	2,96755	1,07759	2915,4	676372	928
929	863041	801765089	30,4795	9,7575	2,96802	1,07643	2918,5	677831	929
930	864900	804357000	30,4959	9,7610	2,96848	1,07527	2921,7	679291	**930**
931	866761	806954491	30,5123	9,7645	2,96895	1,07411	2924,8	680752	931
932	868624	809557568	30,5287	9,7680	2,96942	1,07296	2928,0	682216	932
933	870489	812166237	30,5450	9,7715	2,96988	1,07181	2931,1	683680	933
934	872356	814780504	30,5614	9,7750	2,97035	1,07066	2934,2	685147	934
935	874225	817400375	30,5778	9,7785	2,97081	1,06952	2937,4	686615	935
936	876096	820025856	30,5941	9,7819	2,97128	1,06838	2940,5	688084	936
937	877969	822656953	30,6105	9,7854	2,97174	1,06724	2943,7	689555	937
938	879844	825293672	30,6268	9,7889	2,97220	1,06610	2946,8	691028	938
939	881721	827936019	30,6431	9,7924	2,97267	1,06496	2950,0	692502	939
940	883600	830584000	30,6594	9,7959	2,97313	1,06383	2953,1	693978	**940**
941	885481	833237621	30,6757	9,7993	2,97359	1,06270	2956,2	695455	941
942	887364	835896888	30,6920	9,8028	2,97405	1,06157	2959,4	696934	942
943	889249	838561807	30,7083	9,8063	2,97451	1,06045	2962,5	698415	943
944	891136	841232384	30,7246	9,8097	2,97497	1,05932	2965,7	699897	944
945	893025	843908625	30,7409	9,8132	2,97543	1,05820	2968,8	701380	945
946	894916	846590536	30,7571	9,8167	2,97589	1,05708	2971,9	702865	946
947	896809	849278123	30,7734	9,8201	2,97635	1,05597	2975,1	704352	947
948	898704	851971392	30,7896	9,8236	2,97681	1,05485	2978,2	705840	948
949	900601	854670349	30,8058	9,8270	2,97727	1,05374	2981,4	707330	949
950	902500	857375000	30,8221	9,8305	2,97772	1,05263	2984,5	708822	**950**

n	n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\sqrt{n}$	log n	$\frac{1000}{n}$	πn	$\frac{\pi n^2}{4}$	n
950	902500	857375000	30,8221	9,8305	2,97772	1,05263	2984,5	708822	**950**
951	904401	860085351	30,8383	9,8339	2,97818	1,05152	2987,7	710315	951
952	906304	862801408	30,8545	9,8374	2,97864	1,05042	2990,8	711809	952
953	908209	865523177	30,8707	9,8408	2,97909	1,04932	2993,9	713306	953
954	910116	868250664	30,8869	9,8443	2,97955	1,04822	2997,1	714803	954
955	912025	870983875	30,9031	9,8477	2,98000	1,04712	3000,2	716303	955
956	913936	873722816	30,9192	9,8511	2,98046	1,04603	3003,4	717804	956
957	915849	876467493	30,9354	9,8546	2,98091	1,04493	3006,5	719306	957
958	917764	879217912	30,9516	9,8580	2,98137	1,04384	3009,6	720810	958
959	919681	881974079	30,9677	9,8614	2,98182	1,04275	3012,8	722316	959
960	921600	884736000	30,9839	9,8648	2,98227	1,04167	3015,9	723823	**960**
961	923521	887503681	31,0000	9,8683	2,98272	1,04058	3019,1	725332	961
962	925444	890277128	31,0161	9,8717	2,98318	1,03950	3022,2	726842	962
963	927369	893056347	31,0322	9,8751	2,98363	1,03842	3025,4	728354	963
964	929296	895841344	31,0483	9,8785	2,98408	1,03734	3028,5	729867	964
965	931225	898632125	31,0644	9,8819	2,98453	1,03627	3031,6	731382	965
966	933156	901428696	31,0805	9,8854	2,98498	1,03520	3034,8	732899	966
967	935089	904231063	31,0966	9,8888	2,98543	1,03413	3037,9	734417	967
968	937024	907039232	31,1127	9,8922	2,98588	1,03306	3041,1	735937	968
969	938961	909853209	31,1288	9,8956	2,98632	1,03199	3044,2	737458	969
970	940900	912673000	31,1448	9,8990	2,98677	1,03093	3047,3	738981	**970**
971	942841	915498611	31,1609	9,9024	2,98722	1,02987	3050,5	740506	971
972	944784	918330048	31,1769	9,9058	2,98767	1,02881	3053,6	742032	972
973	946729	921167317	31,1929	9,9092	2,98811	1,02775	3056,8	743559	973
974	948676	924010424	31,2090	9,9126	2,98856	1,02669	3059,9	745088	974
975	950625	926859375	31,2250	9,9160	2,98900	1,02564	3063,1	746619	975
976	952576	929714176	31,2410	9,9194	2,98945	1,02459	3066,2	748151	976
977	954529	932574833	31,2570	9,9227	2,98989	1,02354	3069,3	749685	977
978	956484	935441352	31,2730	9,9261	2,99034	1,02249	3072,5	751221	978
979	958441	938313739	31,2890	9,9295	2,99078	1,02145	3075,6	752758	979
980	960400	941192000	31,3050	9,9329	2,99123	1,02041	3078,8	754296	**980**
981	962361	944076141	31,3209	9,9363	2,99167	1,01937	3081,9	755837	981
982	964324	946966168	31,3369	9,9396	2,99211	1,01833	3085,0	757378	982
983	966289	949862087	31,3528	9,9430	2,99255	1,01729	3088,2	758922	983
984	968256	952763904	31,3688	9,9464	2,99300	1,01626	3091,3	760466	984
985	970225	955671625	31,3847	9,9497	2,99344	1,01523	3094,5	762013	985
986	972196	958585256	31,4006	9,9531	2,99388	1,01420	3097,6	763561	986
987	974169	961504803	31,4166	9,9565	2,99432	1,01317	3100,8	765111	987
988	976144	964430272	31,4325	9,9598	2,99476	1,01215	3103,9	766662	988
989	978121	967361669	31,4484	9,9632	2,99520	1,01112	3107,0	768214	989
990	980100	970299000	31,4643	9,9666	2,99564	1,01010	3110,2	769769	**990**
991	982081	973242271	31,4802	9,9699	2,99607	1,00908	3113,3	771325	991
992	984064	976191488	31,4960	9,9733	2,99651	1,00806	3116,5	772882	992
993	986049	979146657	31,5119	9,9766	2,99695	1,00705	3119,6	774441	993
994	988036	982107784	31,5278	9,9800	2,99739	1,00604	3122,7	776002	994
995	990025	985074875	31,5436	9,9833	2,99782	1,00503	3125,9	777564	995
996	992016	988047936	31,5595	9,9866	2,99826	1,00402	3129,0	779128	996
997	994009	991026973	31,5753	9,9900	2,99870	1,00301	3132,2	780693	997
998	996004	994011992	31,5911	9,9933	2,99913	1,00200	3135,3	782260	998
999	998001	997002999	31,6070	9,9967	2,99957	1,00100	3138,5	783828	999

Sachregister.

Absperrventile 184.
Absperrvorrichtungen 184.
Achsen 43.
Achsenentfernung der Drahtseilscheiben 97.
Achsialschieber 196.
Anker 27.
Ankerketten 138.
Antimonblei 67.
Anzug der Keile 29.
Armhöhe der Zahnräder 111.
Ausdehnung der Wellen 47.
Ausdehnungskupplungen 55.
Ausgleichsrohre 187.
Ausrückkupplungen 58.
Außenverzahnung 126, 130.

B. A. M. A. G. Ausdehnungskupplung 55.
— Kreuzgelenkkupplung 57.
— Lager 73.
Bandkupplung von Zodel-Voith 57.
Baumwollriemen 80, 83.
Baumwollseile 210.
Baumwollseiltrieb 91.
Befestigungsschrauben 16, 21.
Bewegliche Kupplungen 55.
Bewegungsschrauben 17, 22.
Biegsame Rohre 181.
Biegungsfedern 199.
Blattfederwerk 201.
Bläuelstange 154.
Bleikomposition 67.
Bleirohre 181.
Bronze 67.
Bürstenkupplung 57.

Chevronsräder 117.
Corlißrundschieber 196.
Cykloide 126.
Cykloidenverzahnung 126.

Dampfabsperrschieber 196.
Dampfkesselflammrohre 182.
Dampfkesselvernietungen 10.
Dampfmantel 170.
Dampfzylinder 168.
Deckelschrauben 72, 143.
Dehnungsrohre 181.
Deltametall 67.
Dohmen-Leblanc-Kupplung 61.
Doppelsitzventile 194.
Doppelte Punktverzahnung 128.
Drahtseile für Hubzwecke 135, 210.
— für Triebwerke 97, 209.
Drahtseilscheiben 100.
Drahtseilschmiere 97.
Drahtseiltrieb 97.
Drehschieber 196.
Drehungsfedern 202.
Dreiweghahn 198.
Dreyer, Rosenkranz & Droop-Ventil 186.
Drosselklappe 194.
Durchhängung der Drahtseile 98.
Dynamolager 74.

Eingriffsbogen 123.
Eingriffsdauer 123.
Eingriffslinie 123
Eingriff-strecke 123.
Ellipsenlenker 164.
Entlastete Ventile 185.
Epizykloide 126.
Evolvente 128.
Evolventenverzahnung 128.
Exzenter 160.
Exzenterstangen 162.

Federn 199.
Federringe 146.
Federventile 187.
Festigkeitsverhältnis der Nietnähte 8.

Flaches Gewinde 18.
Flachkeile 31, 207.
Flachkopfschrauben 25.
Flammrohre 182.
Flammrohrversteifungen 182.
Flanschenrohre 173, 215.
Flanschenschrauben 174.
Flügelmutter 27.
Fußschrauben der Lager 72.

Gallsche Kette 139, 214.
Galloway-Rohre 183.
Ganghöhe der Schrauben 15.
Gasgewinde 206.
Gasrohre 176.
Gefäßvernietungen 9.
Gegenkurbel 160.
Gehrkens Riemenberechnung 80.
Gekröpfte Welle 159.
Gelenkkette 139, 214.
Gelenkstangen 164.
Gelochte Riemen 84.
Gelötete Rohre 179.
Gemischte Wellen 47.
Genietete Rohre 176.
Geradflankenverzahnung 127.
Geradführungen 162
Geschränkter Riementrieb 85.
Geschweißte Rohre 176.
Gesteuerte Ventile 194.
Geteilte Riemenscheiben 88.
Gewichtsventile 187.
Gewindeschneiden 18.
Gleitbahn 163.
Gleitschuhe 163.
Gleitungswiderstand der Nietverbindungen 4.
Gliederkette 137, 211.
Gliederriemen 84.
Glycometall 67.
Gummiklappenventil 193.
Gummiriemen 80, 83.
Gußeisenrohre 172.

Haartreibriemen 84.
Hahn 197.
Haken 141.
Hakenkette 139.
Halbgeschränkter Riementrieb 85.
Halslager 74.
Halszapfen 36.
Handkurbel 160.
Hanfliderung 144.
Hanfseile für Hubzwecke 131, 211.
— für Triebwerke 90, 210.
Hanfseilscheiben 100.
Hanfseiltrieb 90, 91.
Hanftreibriemen 84.
Hängelager 74.
Hartbleirohre 181.
Hartpapierriemenscheiben 89.
Heizrohre 177.
Hillsche Kupplung 62.
Hochkeile 29.
Hohlkeile 32.
Höhenkeile 33.
Hölzerne Wellen 51.
Holzliderung 145.
Holzriemenscheiben 89.
Holzzähne 109, 111.
Hookscher Schlüssel 57.
Hyperbelräder 107.
Hypozykloide 126.

Innenverzahnung 126, 130.
Isolationskupplung 56.

Kalibrierte Ketten 139, 212.
Kaltaufziehen 15.
Kamelhaarriemen 84.
Kammlager 74.
Kammzapfen 41.
Kegelfeder 203.
Kegelreibungskupplung 59.
Kegelreibungsräder 106.
Kegelventil 188, 193.
Kegelzahnräder 116.
Keilräder 105.
Keilriemen 84.
Keilsicherungen 33.
Keilverbindungen 28.
Ketten 137.
Kettenrollen 140, 212.
Kettentrommeln 140.
Klappenventil 193.
Klauenkupplung 58.
Kleinscher Hahn 198.
Klinkenkupplung 59.
Komposition 67.
Kolben 141.
Kolbendeckel 143.
Kolbenringe 145.
Kolbenstangen 147.
Konische Riemenscheiben 86.
Kordelschnüre 84.
Kranketten 138, 211.
Kreisseiltrieb 93.
Kreuzgelenkkupplung 57.
Kreuzkopf 162
Kugelförmiger Spurzapfen 42.
Kugelförmiger Tragzapfen 36.
Kugellager 75.
Kugelventil 188.
Küken 197.

Kupferrohre 179.
Kupplungen 52.
Kurbel 157.
Kurbellager 74.
Kurbelmechanismus 154.
Kurbelscheibe 160.
Kurbelwelle 48.

Lager 63.
Lagerböcke 74.
Lagerentfernung 47.
Lagerschalen 67, 68, 71.
Langgliedrige Kette 137.
Längsbewegliche Kupplung 55.
Längskeile 31, 207.
Lederklappenventil 193.
Lederliderung 144.
Lederriemen 83.
Leer- oder Losscheibe 89.
Leimen der Riemen 83.
Leitrollen 101.
Lenkerstange 154.
Liderungsringe 145.
Lohmann-Stolterfoth, Klinkenkupplung 59.
— Reibungskupplung 62.
Los- oder Leerscheibe 89.

Mannesmannrohre 179.
Mehrsitzige Ventile 190.
Messingrohre 179.
Metallliderung 145.
Metallschläuche 181.
Modul 108.
Motorenkupplung 62.
Muffenkupplung 52.
Muffenrohre 175, 216.
Muschelschieber 195.
Mutter 16.

Nähen der Riemen 83.
Nahtlose Rohre 179.
Nietdurchmesser 5.
Nietköpfe 3.
Nietverbindungen 1.
Normalschieber 195.
Nutenkeile 32.

Offener Riementrieb 85.
Öl zum Schmieren 42.
Oldhamsche Kupplung 56.

Peniger Ausdehnungskupplung 55.
Perforierte Riemen 84.
Perkinsrohre 177.
Pfarrsches Lager 74.
Pfeilräder 117.
Pleuelstange 154.
Pressenzylinder 166.
Pumpenzylinder 166.

Querhaupt 162.
Querkeile 29.

Raffardsche Kupplung 56.
Reibungskupplung 59.
Reibungsräder 103.
Rhein. Metallw. u. Masch.-Fabr., R 177, 179.
Riedler Ventile 194.
Riemenausrücker 89.
Riemengeschwindigkeit 80.
Riemenmaterial 83.
Riemenscheiben 87.
Riemenschmiermittel 86.
Riemenspannung 80.
Riementrieb 78.
Ringschmierlager 74.
Ringzapfen 41.
Rippenlager 71.
Rippenrohre 184.
Rohhauträder 111.
Rohre 172.
Rohrformstücke 175.
Rohrkupplungen 180.
Rohrnormalien 215, 216.
Rohrstopfbüchsen 181.
Rohrverbindungen 172.
Rollenlager 75.
Rollkreis 126, 128.
Rotguß 67.
Rundes Gewinde 18.
Rundkeile 32.
Rundschieber 195.

Satzräder 128.
Schalenkupplung 55.
Scheibenkolben 141.
Scheibenkupplung 53.
Schieber 195.
Schieberkasten 170.
Schieberkastendeckel 170.
Schmiedeeiserne Riemenscheiben 88.
— Rohre 176.
Schmiermaterial 42.
Schnecke 117.
Schneckenrad 117.
Schneidenlager 77.
Schraubenarten 24.
Schraubenfeder 203.
Schraubenlinie 16.
Schraubenräder 117.
Schraubenschlüssel 27.
Schraubensicherungen 27.

Schraubenverbindungen 15.
Schrumpfanker 15.
Schrumpfringe 14.
Schubstange 154.
Seile für Hubzwecke 131, 135, 210, 211.
— — Triebwerke 90, 97, 209, 210.
Seilgeschwindigkeit 92, 98.
Seilrollen für Hubzwecke 133, 136.
Seilscheiben 100.
Seilschmiere 91.
Seiltrieb 90.
— mit Belastungsspannung 93.
Seiltrommeln 133.
Selbstspanner 145.
Selbsttätige Ventile 187.
Sellers Gewinde 17.
— Lager 73.
— Kupplung 55.
S. J. Gewinde 17, 205.
Siederohre 176.
Skelettlager 67.
Sohlplatte 71.
Spannrollen 101.
Spannwagen 93.
Spiralfeder 201.
Spiralgeschweißte Rohre 177.
Spurlager 74.
Spurplatten 74.
Spurzapfen 40.
Stahlrohre 176.
Stegkette 137.
Stehbolzen 25.
Stehlager 71, 73.
Steigungswinkel 15.
Steinschrauben 26.
Stellringe 51
Stiftschrauben 25.
Stirnzapfen 35.
Stopfbüchsen 148.
Stopfbüchsenpackung 150.
Stotzsche Kette 139.
Streckmaschinen 83.
Stufenscheibe 86.

Tangentialkeile 32.
Tangentialdruck 153.
Taucherkolben 142.
Tellerventil 188, 192.
Totpunktlage 153.
Tragzapfen 35.
Transmissionsdrahtseile 97, 209.
Transmissionshanfseile 90, 210.
Transmissionswellen 46.
Treibstange 154.
Triebstock 128.
Triebwerksbaumwollseile 210.
Triebwerksdrahtseile 97, 209.
Triebwerkshanfseile 90, 210.

Uhlhornsche Kupplung 63.

Ventile 184.
Verbindungsschrauben 24.
Verstemmen 2.
Verzahnung 120.
Vierkantkopfschrauben 25.
Vulkanfiberräder 111.

Wandlager 74.
Wandkonsole 70.
Warmaufziehen 15.
Wasserleitungsrohre 181.
Wasserradwellen, hölzerne 46.
Wasserschieber 195.
Wattsches Parallelogramm 164.
Wechselräder 18.
Weichbleirohre 181.
Weißmetall 67.
Wellen 45.
Wellrohre 181, 184.
Whitworthsches Gewinde 17, 204.
Wirkungsweise der Schrauben 20.
Wölbung der Riemenscheiben 86, 87.

Zähnezahl 111.
Zahnfuß 109.
Zahnkopf 109.
Zahnkranz 111.
Zahnlücke 109.
Zahnprofil 120.
Zahnräder 107.
Zahnstange 126, 130.
Zahnstärke 109.
Zahnteilung 110.
Zapfen 34, 208.
Zinnrohre 181.
Zobel Neubertsche Kette 139, 214.
Zodel Voithsche Bandkupplung 57.
Zwischenkopfschrauben 25.
Zykloide 126.
Zykloidenverzahnung 126.
Zylinder 166.
Zylinderdeckel 169.

Verlag von Julius Springer in Berlin.

Hilfsbuch für den Maschinenbau.

Für Maschinentechniker sowie für den Unterricht an technischen Lehranstalten.

Von

Fr. Freytag,

Professor,
Lehrer an den technischen Staatslehranstalten in Chemnitz.

Ein Band von 1016 Seiten mit 867 Textfiguren und 6 Tafeln.

In Leinwand gebunden Preis M. 10.—; in Leder gebunden M. 12.—.

Die Werkzeugmaschinen.

Von

Hermann Fischer,

Geheimem Regierungsrat
und Professor an der Kgl. Technischen Hochschule zu Hannover.

Erster Band:

Die Metallbearbeitungs-Maschinen.

Zweite, vermehrte und verbesserte Auflage.

Mit 1545 Figuren im Text und auf 50 lithographierten Tafeln.

In zwei Leinwandbände gebunden Preis M. 15.—.

Zweiter Band:

Die Holzbearbeitungs-Maschinen.

Mit 421 Figuren im Text.

In Leinwand gebunden Preis M. 15.—.

Die Hebezeuge.

Theorie und Kritik ausgeführter Konstruktionen mit besonderer Berücksichtigung der elektrischen Anlagen.

Ein Handbuch für Ingenieure, Techniker und Studierende.

Von

Ad. Ernst,

Professor des Maschinen-Ingenieurwesens an der Kgl. Techn. Hochschule zu Stuttgart.

Vierte, neubearbeitete Auflage.

Drei Bände.

Mit 1486 Textfiguren und 97 lithographierten Tafeln.

In 3 Leinwandbänden gebunden Preis M. 60.—

Zu beziehen durch jede Buchhandlung.

Verlag von Julius Springer in Berlin.

Das Skizzieren ohne und nach Modell
für Maschinenbauer.

Ein Lehr- und Aufgabenbuch für den Unterricht.

Von **Karl Keiser,**

Zeichenlehrer an der Städtischen Gewerbeschule zu Leipzig.

Mit 24 Textfiguren und 23 Tafeln.

In Leinwand gebunden Preis M. 3,—.

Das Skizzieren von Maschinenteilen
in Perspektive.

Von **Carl Volk,**

Ingenieur.

Mit 54 in den Text gedruckten Skizzen.

In Leinwand gebunden Preis M. 1,40.

Praktische Erfahrungen im Maschinenbau

in Werkstatt und Betrieb.

Von **R. Grimshaw.**

Autorisierte deutsche Bearbeitung von **A. Elfes,** Ingenieur.

Mit 220 Textfiguren.

In Leinwand gebunden Preis M. 7,—.

Aus der amerikanischen Werkstattpraxis.

Bericht über eine Studienreise in den Vereinigten Staaten von Amerika.

Von Dipl.-Ing. **Paul Möller.**

Mit 365 Textfiguren.

In Leinwand gebunden Preis M. 8,—.

(Sonderabdruck aus der Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure.)

Die Steuerungen der Dampfmaschinen.

Von **Carl Leist,**

Professor an der Kgl. Technischen Hochschule zu Berlin.

Zweite, sehr vermehrte und umgearbeitete Auflage,

zugleich als fünfte Auflage des gleichnamigen Werkes von Emil Blaha.

Mit 553 in den Text gedruckten Figuren.

In Leinwand gebunden Preis M. 20,—.

Die Dampfkessel.

Ein Lehr- und Handbuch für Studierende Technischer Hochschulen, Schüler Höherer Maschinenbauschulen und Techniken, sowie für Ingenieure und Techniker.

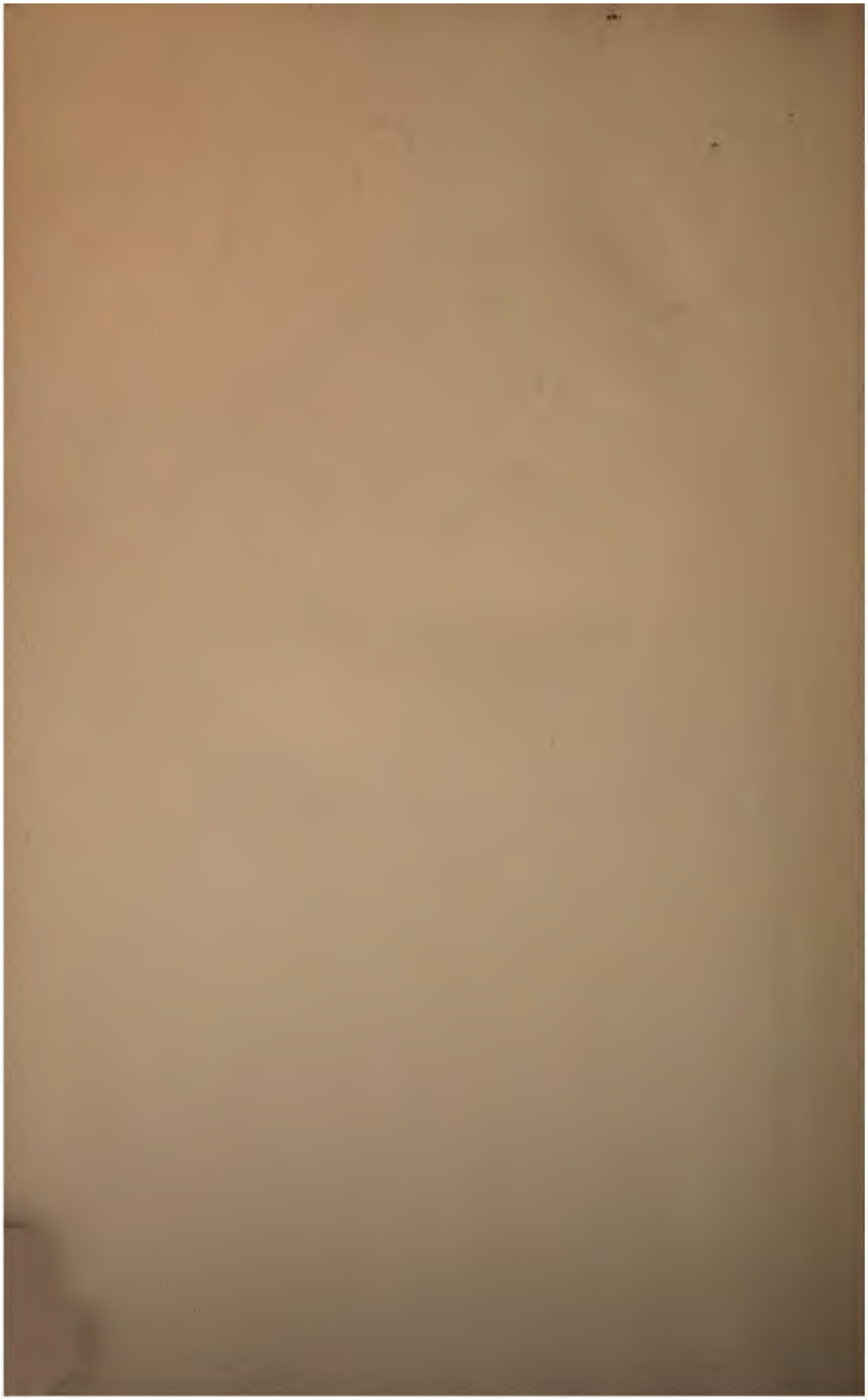
Von **F. Tetzner,**

Professor,

Oberlehrer an den Königl. vereinigten Maschinenbauschulen zu Dortmund.

Zweite, verbesserte Auflage.

Mit 134 Textfiguren und 38 lithographierten Tafeln.

In Leinwand gebunden Preis M. 8,—.

Zu beziehen durch jede Buchhandlung.